UNIVERSITÀ DI CATANIA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

IMPIANTI TERMOTECNICI

VOLUME PRIMO

CONDIZIONI AMBIENTALI DI BENESSERE
QUALITA' DELL'ARIA NEGLI AMBIENTI COSTRUITI
CENNI SULLA TERMOFISICA DEGLI EDIFICI
APPLICAZIONI DELLA PSICROMETRIA
CONTENIMENTO ENERGETICO E LEGGE 10/91
D.LGS 192/05, D.LGS 311/06 E CERTIFICAZIONE ENERGETICA
EDIFICI PASSIVI ED ESEMPI DI EDILIZIA BIOCLIMATICA
DIAGRAMMI SOLARI E PROGETTO DI SCHERMI SOLARI
PROGETTO DI UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO
PROGETTO DI UN IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO
TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO
IMPIANTI SOLARI TERMICI E FOTOVOLTAICI
IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI -IMPIANTI EOLICI
CENNI SULLA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI

PROF. ING. GIULIANO CAMMARATA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E MECCANICA
SEZIONE DI ENERGETICA INDUSTRIALE ED AMBIENTALE

UNIVERSITÀ DI CATANIA

AGGIORNAMENTO DEL 08/11/2007

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 1.DOC
AUTORE: PROF. GIULIANO CAMMARATA
DATA: 8 NOVEMBRE 2007

www.gcammarata.net
gcamma@diim.unict.it
cammaratagiuliano@tin.it

INTRODUZIONE AL CORSO

Le parole chiavi oggi ricorrenti sono quelle dell'E*nergia* e dell'*Ambiente*: entrambe sono presenti nei contenuti del corso di *Impianti Termotecnici* che pertanto si configura fra i più importanti per la qualificazione professionale di un moderno **Ingegnere Meccanico**.

Le problematiche che possono essere trattate nell'ambito di questo corso sono innumerevoli e certo non saranno qui trattate tutte a causa del limitato tempo a disposizione. Si dovranno scegliere, per forza di cosa, quelle più attuali e qualificanti e non è facile. Si vuole qui proporre un giusto compromesso fra le varie esigenze formative e il tempo disponibile (*non poco ma neanche molto!*) cercando di fornire strumenti progettuali e metodologie operative valide sia in campo industriale che civile.

Una parte importante del corso è dedicata all'impiantistica per la climatizzazione degli edifici (*sia industriali che civili*[1]) che è anche una grande risorsa professionale, soprattutto oggi con la separazione degli albi professionali[2], per gli ingegneri meccanici che sono gli unici a potere trattare queste tematiche.

La grande specializzazione raggiunta in questo settore richiede una preparazione di base che solo gli ingegneri meccanici oggi possiedono. Pertanto questi argomenti saranno trattati con grande attenzione osservando che possono essere visti come normali applicazioni di *Fisica Tecnica*.

Le condizioni di *benessere termico* (ritenute ormai un *diritto* di tutti più che un *lusso* per pochi) sono raggiunte ormai in modo artificiale all'interno degli ambienti di vita. Si utilizzano preferenzialmente *pareti leggere* perché economicamente più convenienti o perché di più facile industrializzazione e/o perché alleggerendo il peso totale dell'edificio rendono meno gravose le condizioni di carico sismico, …

Il risultato è che la riduzione di massa ha prodotto anche una riduzione, piuttosto sensibile, della capacità termica degli edifici con conseguente esaltazione delle oscillazioni termiche interne in condizioni di transitorio termico, cioè nelle normali situazioni giornaliere e stagionali.

Si utilizzano, inoltre, finestre di dimensioni sempre maggiori fino a divenire esageratamente grandi quanto le pareti che le ospitano (*pareti – finestra*): le dimensioni non sono più dettate dall'esigenza di una corretta illuminazione diurna ma da soli canoni estetici.

Il risultato è che la radiazione solare che penetra all'interno degli edifici provoca surriscaldamenti spesso intollerabili, oltre che notevoli danni alle suppellettili dovuto all'invecchiamento radiativo dei materiali, soprattutto quelli plastici. L'edificio moderno è inattivo su tutti i fronti del benessere, incapace di dare protezione vera alle sollecitazioni ambientali (*pur numerose e continue*).

---

[1] Gli *Allievi Ingegneri Meccanici* storcono un pò il muso quando sentono parlare di edifici e di edilizia in genere immaginandoli come qualcosa di molto distante dalla loro preparazione professionale e dal loro mondo fatto di ingranaggi, macchine, meccanica …. In questa sede si parlerà di *Impianti Termotecnici* e cioè di insiemi di apparecchiature e dispositivi di vario genere atti a raggiungere uno scopo. Detti impianti, quindi, sono squisitamente meccanici anche se innestati in edifici di vario genere. Non va però confuso l'oggetto del presente corso: *progettare impianti termotecnici*. Questi possono essere inseriti in un edificio per uso civile (*abitazioni, scuole, ospedali, uffici, alberghi,* ….) oppure per uso industriale (*officine, camere bianche, …).* Si parla di impianti termotecnici anche per la climatizzazione degli aerei, delle navi, dei sommergibili, delle capsule spaziali, delle stazioni di ricerca polare, … Insomma non è l'ospite che fa il monaco (se mi si consente il gioco di parole). Noi progettiamo impianti termotecnici applicati a qualunque struttura ne abbia bisogno. Non ci dobbiamo meravigliare, quindi, se una gran parte dell'impiantistica termotecnica (*che in genere viene chiamata anche impiantistica meccanica*) sia ospitata da edifici. Questi ultimi non sono oggetto del Corso se non come strutture ospiti degli impianti. Qualunque sia questa strutture ospite, però, per poterne progettare correttamente gli impianti meccanici occorre conoscerne il comportamento. E' per questo motivo che ci interesseremo di *Termofisica degli edifici*. D'altra parte se si accetta la metafora che *progettare vuol dire risolvere un problema* allora è anche chiaro che per progettare occorre avere un *problema* e *l'algoritmo* per risolverlo. Avere un problema significa essere cosciente della sua esistenza e della sua definizione altrimenti non si può fare nulla. Non si progetta l'ignoto!

[2] Da qualche anno è stata proposta una modifica agli albi professionali con l'introduzione della separazione delle competenze in *tre* albi distinti: nel primo albo sono inseriti gli ingegneri edili, strutturasti, trasportasti, nel secondo albo sono inseriti gli ingegneri meccanici, elettrici, aeronautici e nucleari e infine nel terzo albo si hanno gli ingegneri elettronici ed informatici. Le competenze dei tre albi saranno separate e pertanto si potrà esercitare la professione solo all'interno di un solo albo per il quale si è conseguita l'abilitazione professionale. Ad oggi, tuttavia, questa divisione è ancora fittizia perché la riforma sopra indicata vale solo per i nuovi laureati (*laurea triennale*) mentre per i laureati quinquennali resta, come diritto acquisito e secolare, il diritto di esercitare in qualsivoglia ambito. Questo transitorio si dovrebbe concludere entro il 2005.

Insomma sembra che l'idea (ovviamente *sbagliatissima*!) che sta avendo il sopravvento sia questa: l'Architetto o chi ne fa le veci[3] *progetta* come *gli pare* la *forma* poi ci pensano i *tecnologici* (ossia gli *ingegneri* e in particolare *i meccanici*) a rimettere a posto le cose (*se è ancora possibile!*) e a caro prezzo. E sì perché quando si va contro le leggi della natura (*in questo caso della* ***Termodinamica***) occorre spendere energia, lavoro e denaro per rimettere le cose a posto. Un esempio: se l'edificio disperde troppo allora compensiamo questa deficienza con un impianto di climatizzazione a spese dell'energia elettrica e/o termica necessaria. Il risultato è un forte danno economico ed ambientale (*per le conseguenze che usi non congrui dell'energia comporta*) per la collettività per effetto del maggior costo dell'esercizio degli impianti, un maggior inquinamento e un maggior degrado della qualità della vita esterna.

La professione del ***Progettista Impiantistico*** non è più oggi quella di alcuni anni fa! Tutto è cambiato e siamo ancora all'inizio di una trasformazione che vedrà ancora di più coinvolti gli studi, le normative nazionali e quelle internazionali. L'introduzione delle nuove leggi sugli appalti pubblici (*Legge Merloni nazionale e Legge regionale n. 7/2002 per la Regione Sicilia*) e quindi sulla progettazione e direzione lavori carica il progettista di forti responsabilità. Non sono più ammessi errori progettuali e se ci sono è il Progettista a pagare di persona. Ne consegue la necessità di avere una buona preparazione professionale di base ed anche specialistica. Lo scopo della prima parte di questo corso è di presentare una casistica delle più moderne tecniche di climatizzazione ambientale e di controllo delle condizioni di benessere (*non solo termico, ovviamente!*) allo scopo di consentire agli Allievi di avere idee precise sugli impianti termotecnici e poterli, quindi, correttamente progettare anche alla luce delle numerosissime (*purtroppo e per fortuna*) leggi, decreti e regolamenti esistenti.

---

[3] In Italia, ormai per tradizione secolare, sono diverse le figure professionali che si interessano di progettazione edilizia. La figura principale è l'Architetto e a questa ci si riferisce come *Il Progettista* per definizione. Sempre in Italia si ha un'anomalia, unica nel panorama internazionale, e cioè la figura dell'Ingegnere Edile che si sovrappone e in parte duplica la figura professionale dell'Architetto, con competenze ritenute più tecniche che formali. Tuttavia, almeno fino a quando la riforma degli Ordini Professionali non sarà attuata pienamente, qualunque ingegnere può esercitare in qualsivoglia campo della Tecnica. Così avviene che ingegneri elettronici, informatici, elettrici, meccanici, aeronautici, trasportasti, strutturasti, …., oltre a geometri, periti edili e qualche volta anche gli agronomi, esercitino professione nel campo della progettazione architettonica. Il risultato di questo proliferare di figure professionali, non sempre adeguate al tipo di professione in campo architettonico, è un parco edificato di scarsa qualità. Aggiungo che anche la figura principale, l'Architetto, spesso si trova impreparato alla corretta progettazione per via di corsi di studi che in Italia, per motivi storici, sono prevalentemente orientati al composizione e poco alla tecnologia. In definitiva trovare un buon progettista architettonico è quasi un miracolo. Molti dei mali derivano dall'ignoranza professionale dei più e dalla scarsa volontà di aggiornarsi nei settori nei quali la preparazione di base è più carente. Progettare significa ancora, purtroppo, disegnare mentre in realtà la progettazione è un'operazione complessa di un sistema molto complesso quale è un moderno edificio. Può apparire strano ma sempre più spesso ci si trova dinnanzi a Professionisti che pretendono di progettare oggetti ed opere dei quali conoscono poco. In pratica è come se si progettasse un'automobile senza sapere cosa è: si disegna la carrozzeria e basta. Allo stesso modo spesso i progettisti architettonici pretendono di progettare gli edifici tracciandoli graficamente sui fogli di carta in base al gusto (pardon, all'arte) senza rendersi conto delle conseguenze che una doppia linea, che graficamente rappresenta una muratura, può avere sul comportamento termofisico dell'edificio. E non voglio qui trascurare i danni prodotti dall'emulazione progettuale di grandi Architetti (nessuna categoria di professionisti si autodeclama e si magnifica come gli Architetti) senza tenere conto dell'ambientazione locale delle opere. Così, ad esempio, le opere di Alvar Aalto (Nord Europa) vengono trasposte con facilità (oltre che incoscienza ed ignoranza) in Sicilia senza tenere conto del fatto che una parete vetrata alle nostre latitudini può essere un'arma letale per gli occupanti. Proprio la tendenza a plagiare opere famose, quasi sempre per lo stile compositivo (visto che sono considerate opere d'arte) che per la concretezza dell'opera, ha fatto nascere uno stile architettonico indistinto, senza anima, sempre eguale a qualsivoglia latitudine: lo *stile urbano*. Chi osserva le periferie delle grandi città si accorge che sono tutte le stesse in qualunque nazione e a qualsivoglia latudine. Se visitiamo il centro storico di una grande città sappiamo ben riconoscere Roma da Firenze o da Parigi e da Londra. Se visitiamo le periferie delle stesse città è ben difficile riconoscere uno stile distintivo caratteristico del luogo. E' proprio questo lo *stile urbano*. Ebbene anche nell'impiantistica sta nascendo qualcosa di simile: gli edifici sono ormai ricoperti di impianti *split* che, oltre a deturpare le facciate, produce danni ambientali ed energetici considerevoli. L'utilizzo degli split comporta quasi sempre la scomparsa della figura del *Progettista Termotecnico*: basta l'impiantista per installare dispositivi comprati ormai al supermercato e classificati in migliaia di BTU (*unità sconosciuta alla quasi totalità degli acquirenti*). La scelta è ormai basata su tipologie standard: piccolo, medio, grande. Naturalmente non dobbiamo neppure parlare di efficienze energetiche degli split anche se da qualche tempo si parla di insufficienza della rete nazionale a fronteggiare i carichi elettrici estivi per effetto dell'elevato consumo degli impianti di condizionamento (leggasi *split*). Quanto appena detto non vuole essere uno sfogo personale ma una elencazione di problemi (o meglio di *mali*) che purtroppo sono ben lontani dall'essere risolti.

Si vedranno, pertanto, le tipologie impiantistiche più ricorrenti per il riscaldamento e per il condizionamento (*oggi sempre più necessario anche in considerazioni delle evoluzioni climatiche di questi ultimi anni per l'accresciuto effetto serra*) e quindi di due tipologie di impianti *energivori* che condizionano anche la vita stessa dell'Uomo quale utente degli stessi edifici. Infine si farà cenno alle nuove tematiche relative agli impianti di cogenerazione e rigenerazione, ai termovalorizzatore e all'economia dell'idrogeno. Si tratta di temi di grande attualità ed importanza per i quali è indispensabile fare un accenno informativo.

Il testo, suddiviso in ***quattro volumi***, è organizzato nei seguenti capitoli principali:

- *Condizioni ambientali di benessere:*
- *Comfort termico e qualità dell'aria:*
- *Termofisica degli edifici;*
- *Applicazione della Psicrometria e Controllo dell'umidità negli edifici: diagramma di Glaser;*
- *Impianti di Riscaldamento: calcolo dei carichi termici, applicazione della L. 10/91;*
- *Impianto di condizionamento: calcolo del carico termico estivo, dimensionamento di un impianto a tutt'aria senza e con ricircolo, cenni agli impianti misti;*
- *Edifici passivi ed esempi di architettura bioclimatica;*
- *Diagrammi solari e progettazione di schermo solari*
- *Componenti di impianto: caldaie, radiatori, pannelli radianti, refrigeratori d'acqua, centrali di trattamento dell'aria, vaso di espansione, …*
- *Dichiarazione ISPESL;*
- *Elementi di regolazione degli impianti;*
- *Moto dei fluidi e dimensionamento delle reti di distribuzione dell'acqua, dell'aria e del vapore;*
- *Reti tecnologiche per la distribuzione del vapore e dell'aria compressa;*
- *Isolamento termico delle tubazioni;*
- *Perdite di pressione nel moto bifase e stabilità dei tubi bollitori;*
- *Impianti solari per la produzione dell'acqua calda ad uso sanitario ed applicazioni di processo;*
- *Impianti industrial per la produzione di potenza: centrali termiche rigenerative*
- *Progetto dei componenti di impianto principali di una centrale termica;*
- *Progetto degli impianti antincendio;*
- *Impianti di termovalorizzazione;*
- *Impianti di cogenerazione e rigenerazione;*
- *Celle a combustibile;*
- *Economia dell'idrogeno;*
- *Valutazione di Impatto ambientale.*

I capitoli sono corredati di numerose figure che possono soddisfare l'esigenza, tipica dei giovani studenti, di concretizzare i concetti in modo tangibile e visuale. Sono anche disponibili numerose tabelle di calcolo che possono risultare utili nella preparazione degli elaborati di progetto. Per un efficace studio del corso sono necessarie le conoscenze della *Fisica Tecnica* e, per alcuni argomenti, di *Applicazioni Elettriche*. Durante il corso delle lezioni gli Allievi dovranno preparare uno o più progetti concreti (*casi studio di una certa complessità*) che richiedono conoscenze su più argomenti fra quelli sopra indicati. La preparazione di questi elaborati sarà molto seguita da parte del docente anche per fornire una indicazione pratica sulle modalità di progetto. Particolare attenzione, quindi, sarà posta nella scelta e nella selezione dei componenti di impianto fra quelli industrialmente e commercialmente disponibili.

I progetti suddetti sono fondamentali per gli esami finali e costituiscono argomento di base per la prova finale. Infine si farà largo uso di *Cad Termotecnici* anche per abituare gli Allievi ad utilizzare strumenti avanzati per un modo *moderno* di lavoro.

Buon lavoro ragazzi.

Catania 8 novembre 2007

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

1. UNITÀ DI MISURA E SISTEMI DI UNITÀ DI MISURA

Si riporta nel prosieguo una breve introduzione sulle unità di misura. Questo argomento è di solito trattato nei corsi di *Fisica Generale* e pertanto si desidera qui richiamare solamente le nozioni fondamentali[4].

Spesso accade nei giovani studenti che vengano utilizzati termini senza conoscerne il significato e neppure avere i benefici della *banalizzazione* dei concetti necessaria alla conoscenza di nuove discipline. Data l'importanza di questi concetti basilari (non solo per il Corso di *Impianti Termotecnici)* si invitano gli Allievi a ben studiare queste poche pagine.

Nel campo della Scienza e della Tecnica ci si riferisce a *grandezze* che possiamo definire come entità (matematiche, fisiche, chimiche,..) affette dalla caratteristica di **misurabilità**. In effetti é proprio questa caratteristica che consente di fare Scienza (come disse Lord Kelvin) e quindi dobbiamo essere in grado di saperne controllare il significato e la definizione.

La **misura** é il *rapporto* fra una grandezza ed un'altra presa come *riferimento*. Così, ad esempio, quando misuriamo la lunghezza di uno spigolo di un tavolo facciamo un rapporto fra la lunghezza (entità fisica data dalla proprietà dei corpi di avere un'estensione geometrica) e il *metro* di riferimento.

Pertanto dire *1,55 m* vuole dire che la lunghezza dello spigolo misurata equivale ad *1,55* volte quella del *metro*, inteso come oggetto standardizzato, eguale per tutti, la cui misura é garantita essere eguale a quella di un ***campione***[5] depositato presso il Museo di Pesi e Misure di Parigi.

Il *campione di riferimento* é detto anche **unità di misura** della grandezza in esame e ciascuna grandezza fisica, chimica, ..., ha una **unità di misura** rispetto alla quale definire la sua ***misura***.

E' allora chiaro che la grandezza é del tutto indipendente dall'unità di misura: la lunghezza di uno spigolo del tavolo é una proprietà fisica che non dipende dall'unità di misura scelta. Possiamo utilizzare il *metro* o il *pollice* ma il concetto di *lunghezza* resta immutato, cambierà la *misura*.

Sulle grandezze possiamo definire, anche in modo intuitivo, il concetto di *omogeneità* e di *eterogeneità* per cui, ad esempio, é lecito sommare grandezze *omogenee* e non grandezze *eterogenee*. Possiamo ancora associare il concetto di *dimensione* ad ogni classe di grandezze *omogenee*: la *dimensione* é la proprietà astratta comune a tutte le grandezze della stessa specie (cioè *omogenee)* che ne caratterizza la classe.

Così, ad esempio, si può parlare di dimensione della *lunghezza* o del *volume* o della *temperatura*,.. Solitamente si suole indicare la *dimensione* di una grandezza racchiudendone il simbolo utilizzato in parentesi quadre. Ad esempio se L é il simbolo della lunghezza la sua dimensione é $[L]$.

Poiché le grandezze sono quasi sempre fra loro correlate da leggi fisiche, non é opportuno definire unità di misura diverse per ciascuna grandezza ma si può creare un collegamento di tipo fisico-matematico fra alcune grandezze assunte come **fondamentali** e le altre dette grandezze **derivate**.

L'insieme di **grandezze fondamentali** viene di solito scelto in modo coerente ed indipendente e tale da definire un **Sistema di Unità di Misura** da cui derivare tutte le altre grandezze derivate (dette anche grandezze *dipendenti*). Le grandezze *fondamentali* debbono essere scelte in modo tale che risultino effettivamente indipendenti fra loro e che non ci siano ridondanze. Tutte le grandezze *derivate* debbono avere un collegamento fisico con una o più grandezze *fondamentali*.

Il Sistema di Unità di Misura cui si farà riferimento é il **Sistema Internazionale (SI)** adottato da tutti gli Stati che aderiscono alla Conferenza Internazionale dei Pesi e Misure, fra cui l'Italia. Esso è obbligatorio ed il solo utilizzabile per effetto del DPR del 1982 che punisce con ammende da 250 € fino a 750 € ogni infrazione.

Esso prevede le seguenti grandezze *fondamentali* (si citano qui solamente quelle che possono avere collegamenti diretti con il contenuto del Corso):

SISTEMA INTERNAZIONALE (SI)

---

[4] Questo Capitolo è ripreso dal Corso di *Fisica Tecnica* ed è qui riportato solamente per comodità di consultazione.

[5] Le nuove definizioni operative delle unità di misura consentono ai laboratori primari di ottenere un riferimento esatto senza dover ricorre al *campione* depositato. Negli ultimi anni si sono avute definizioni operative diverse da quelle qui riportate e che si omettono per semplicità. L'"allievo sappia, ad esempio, che il ***metro*** è definito come *la lunghezza percorsa dalla luce nel vuoto nel tempo di 1/299792458 secondi*. Il ***secondo*** è definito come *la durata di 9192631770 periodi della radiazione corrispondente alla transizione tra due livelli iperfini dello stato fondamentale dell'atomo di Cesio 133*. Come si può ben vedere si tratta di definizioni specialistiche che consentono di *riprodurre* il *campione* localmente avendo, però, un laboratorio specializzato.

1 - *Lunghezza*	**Simbolo**	**L**	**Unità di misura**	***metro***	**simbolo**	**m**
2 - *Massa*	**Simbolo**	**M**	**Unità di Misura**	***chilogrammo***	**simbolo**	**Kg**
3 – *Tempo*	**Simbolo**	**t**	**Unità di Misura**	***secondo***	**simbolo**	**s**
4 - *Temperatura*	**Simbolo**	**T**	**Unità di misura**	***grado Kelvin***	**simbolo**	**K**
5 - *Corrente*	**Simbolo**	**I**	**Unità di Misura**	***Ampere***	**simbolo**	**A**

Tabella 1: Sistema Internazionale

Il **SI** deriva direttamente dal vecchio Sistema **MKSA** (*Metro, chilogrammo, secondo, Ampere*) e ne definisce le modalità di campionatura delle unità fondamentali in modo più operativo e più facilmente riproducibile in laboratorio.

Esistono altri sistemi di unità di misura ancor'oggi usati sia nella Tecnica che nei paesi anglosassoni. Qui si citano brevemente perché utili nelle applicazioni tecniche.

SISTEMA TECNICO DEGLI INGEGNERI (ST)

6 - Lunghezza	**Simbolo**	**L**	**Unità di misura**	**metro**	**simbolo**	**m**
7 - Peso	**Simbolo**	**P**	**Unità di Misura**	**chilo-peso**	**simbolo**	**kg_p**
8 - Tempo	**Simbolo**	**t**	**Unità di Misura**	**secondo, ora**	**simbolo**	**s , h**
9 - Temperatura	**Simbolo**	**T**	**Unità di misura**	**grado Celsius**	**simbolo**	**°C**
10 - Corrente	**Simbolo**	**I**	**Unità di Misura**	**Ampere**	**simbolo**	**A**

Tabella 2: Sistema Tecnico

La caratteristica di questo Sistema di Unità di Misure, ancora usatissimo nella applicazioni pratiche, é di avere scelto il **Peso** al posto della **Massa** come grandezza fondamentale. La *Massa* risulta, pertanto, una grandezza derivata e pari al *Peso/Accelerazione_gravità* (g=9,81 m/s).

Ma la diversità di questo Sistema di Unità di Misura non consiste solo in questa sostituzione: gli effetti sulle unità derivate sono numerosi e in alcuni casi strani per cui é opportuno prestare sempre il massimo di attenzione quando si incontrano unità di misura di questo sistema.

Fra le cose più strane e che in parte derivano dalla vecchia impostazione della Termodinamica citiamo quella di avere unità di misura diverse per l'*Energia* meccanica (*kgm*), elettrica (*Joule)* e l'energia termica (*kcal*) e così pure per le unità di misura della *Potenza* meccanica (*CV*), elettrica (*kW*) e termica (*kcal/h*).

Definizioni multiple si hanno pure per la pressione (kgp/m^2), oppure (kgp/cm^2) detta anche *atmosfera tecnica* e *mm.ca* equivalente a (kgp/m^2).

SISTEMA ANGLOSASSONE FISICO (SA)

11 – *Lunghezza*	**Simbolo**	**L**	**Unità di Misura**	***inch***	**simbolo**	**in**
12 - *Massa*	**Simbolo**	**M**	**Unità di Misura**	***libbra***	**simbolo**	**lb**
13 - Tempo	**Simbolo**	**t**	**Unità di Misura**	***secondo***	**simbolo**	**s**
14 – *Temperatura*	**Simbolo**	**T**	**Unità di misura**	***°F (Fahrenheit)***	**simbolo**	**°F**
15 – *Corrente*	**Simbolo**	**I**	**Unità di Misura**	***Ampere***	**simbolo**	***A***

Tabella 3: Sistema Anglosassone

é utile ricordare i fattori di conversione delle grandezze fondamentali anglosassoni:

Grandezza	**Unità di Misura SA**	**Unità di Misura SI**
Massa	Libbra (*lb*)	0,4536 *kg*
Temperatura	Grado Fahrenheit (°*F*)	[(°F-32)*5/9] °*C*
Lunghezza	Pollice (*in*)	0,0254 *m*

Tabella 4: Conversione di alcune grandezze dei sistemi metrici - anglosassone

Durante il prosieguo del corso si daranno le definizioni delle grandezze derivate più importanti per la *Termodinamica* e la *Termotecnica* nei vari *Sistemi di Misura* indicati.

1.1 CONVERSIONE DELLE UNITÀ DI MISURA PIÙ RICORRENTI

L'esperienza nell'insegnamento di queste materie mi porta ad osservare una difficoltà sensibile da parte degli Allievi per le unità di misura e le loro conversioni nei sistemi più ricorrenti. In genere l'unità di misura è vista come una specie di scocciatura da aggiungere ai valori numeri che vengono fuori dai calcoli senza rendersi conto che esse rivestono un'importanza fondamentale nelle scienze applicate.

Il numero puro è quasi sempre una astrazione matematica e sono proprio i matematici che sono soliti prescindere dal significato di una grandezza. Per i matematici una variabile x può essere tutto ciò che si desidera, una lunghezza, una massa, una carica elettrica, ….. A loro non importa nulla del ***significato*** che Noi attribuiamo ad una ***grandezza*** tanto è vero che i matematici affrontano le equazioni in modo così asettico da inventare una nuova Fisica detta ***Fisica Matematica*** nella quale le equazioni non hanno alcun legame con la realtà ma rappresentano solamente legami funzionali di tipo matematico che possono (ma ai matematici non interessa neanche questo) avere significato fisico reale.

Nel campo delle applicazioni scientifiche,di cui l'Ingegneria e l'Architettura sono importantissimi riferimenti, le grandezze sono ***fortemente legate*** alla realtà e pertanto sono sempre affette da *dimensioni* e quindi debbono essere seguite da ***unità di misura***: 5 metri sono cosa ben diversa da 5 kg e così puri da 5 kW o altro ancora.

Non basta, quindi, scrivere i valori numeri delle variabili di calcolo ma occorre sempre farli seguire dall'indicazione di cosa esse rappresentano, cioè dalle unità di misura che sono, in pratica, il loro *nome e cognome*.

A complicare le cose si hanno unità di misura diverse per sistemi di misura diversi, con riferimento a grandezze omogenee. Così 7 *N* non sono equivalenti a 7 *kgf* o a 7 *lb*. Ne segue l'importanza di riferirsi sempre ad ***unità di misura omogenei e coerenti*** onde evitare errori grossolani nei risultati. E agli errori grossolano possono seguire anche enormi catastrofi!

Spero allora che questo paragrafo sia letto con la necessaria attenzione e tenuto sempre in evidenza durante i calcoli proprio per evitare errori dannosi e/o potenzialmente pericolosi.

Unità di misura	N	kgf	lbf
N	1	0.102	0.225
Kgf	9.806	1	2.205
lbf	4.44	0.4536	1

Tabella 5: Unità di misura per la Forza

Unità di misura	Pa	at	bar
Pa	1	$1.02\ 10^{-5}$	10^{-5}
at	98066.5	1	0.980665
bar	10^{5}	1.02	1

Tabella 6: Unità di misura per la Pressione

Unità di misura	J	kgf.m	kWh	kcal
J	1	0.102	$2.78\ 10^{-7}$	$0.2388\ 10^{-3}$
kgf.m	9.80665	1	$2.72\ 10^{-6}$	$2.34\ 10^{-3}$
kWh	$3.6\ 10^{6}$	$3.6\ 10^{5}$	1	632.4
kcal	4186.8	426.9	0.735	1

Tabella 7: Unità di misura per l'Energia

Unità di misura	W	kgf.m/s	CV	kcal/h
W	1	0.102	$1.36\ 10^{-3}$	0.85984
kgf.m/s	9.80665	1	$1.33\ 10^{-2}$	8.432
CV	735.5	75	1	632.4
Kcal/h	1.163	0.1186	$1.58\ 10^{-3}$	1

Tabella 8: Unità di misura per la Potenza

1.2 COSTANTI FISICHE NOTEVOLI ED UNIVERSALI

Spesso nella *Termotecnica* e in ogni caso nelle applicazioni impiantistiche di tutti i tipi occorre ricordare alcune costanti fisiche importanti o universali[6]. Pertanto nella tabella seguente si ha un elenco fra le costanti di maggior interesse.

Costante universale dei gas perfetti	R* =8.31445 kJ/kmol.K
Numero di Avogadro	N =6.02293 10^{26} $kmol^{-1}$
Volume molare del gas ideale (1 *atm*, 273.15 *K*)	V =22.4139 m^3/kmol
Costante di Boltzmann	K =1.38045 10^{-23} J/K
Costante di Stefan Boltzmann	σ =5.67051 10-8 W/(m^2K4)
Costante di Planck	H =6.62517 10-34 Js
Velocità della luce nel vuoto	C =2.997925 10^8 m/s
Prima costante della radiazione (Planck)	$c_1=2\pi hc^2$= 3.7417749 10^{-16} Wm^2
Seconda costante della radiazione (Planck)	c_2=hc/k= 0.01438769 m K
Accelerazione di gravità standard	g= 9.80665 m/s^2

Tabella 9: Alcune costanti universali

1.3 VALORI COMUNI DI ALCUNE PROPRIETÀ TERMOFISICHE DEI CORPI

Sempre più spesso mi accorgo che gli Allievi Ingegneri ed Architetti al 3° o al 4° anno del loro corso di studi rimangono del tutto *paralizzati* dinanzi alla richiesta di alcuni valori comuni di uso pratico comune nella *Fisica Tecnica*, nella *Termotecnica* e nell'impiantistica in generale. Non capisco per quale motivo la densità dell'acqua o il suo calore specifico a pressione costante debbono essere causa di notti insonni.

Eppure fin dalla scuola media questi valori sono definiti in modo chiaro ed inequivocabile, senza contare il fatto che prima di arrivare al 3° anno c'è sempre uno o due corsi di *Fisica Generale* che questi valori necessariamente li definisce.

Spero che anche questa tabella sia tenuta nella necessaria considerazione per il prosiegui di questo testo.

Dati caratteristici dell'acqua	
Densità (massa specifica) dell'acqua a 0°C	1000 kg/m^3
Volume specifico dell'acqua a 0 °C	0.001 m^3/kg
Calore specifico a pressione costante dell'acqua a 0 °C	4.186 kJ/kg.K
Calore specifico a pressione costante del vapore d'acqua a 0 °C	1.92 kJ/kg.K
Calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0°C	2501 kJ/kg
Viscosità cinematica dell'acqua a 0 °C	1.02 10^{-6} m^2/s

Tabella 10: Alcuni dati caratteristici dell'acqua

Dati caratteristici dell'aria	
Densità (massa specifica) dell'aria a 0 °C	1.29 kg/m^3
Volume specifico dell'aria a 0 °C	0.776 m^3/kg
Calore specifico a pressione costante a 0 °C	1.005 kJ/kg.K

Tabella 11: Alcuni dati caratteristici dell'aria

Nei manuali specializzati sono riportati i dati termotecnici ed entalpici relativi a vari fluidi di lavoro (acqua, vapore, aria, freon vari …) e ad essi si rimanda per un riferimento più approfondito e completo.

[6] Cioè che si riferiscono a Leggi fisiche fondamentali, quali la costante dei gas perfetti, il Numero di Avogadro, …-

2. LA PROBLEM $\tau_0 = R \cdot C$ ATICA DELL'IMPIANTISTICA TERMOTECNICA

Come si è accennato nell'Introduzione al *Corso*, gli *Impianti Termotecnici* (oggi meglio indicati come *Impianti Meccanici*) sono inseriti in strutture fra loro molto diversificate per la loro destinazione d'uso. Si parla di impianti termotecnici in edifici (civili, industriali, ….), nelle navi, negli aerei, nelle stazioni di ricerca polari, nelle astronavi e, in domani forse non molto lontano, in stazioni planetarie spaziali[7].

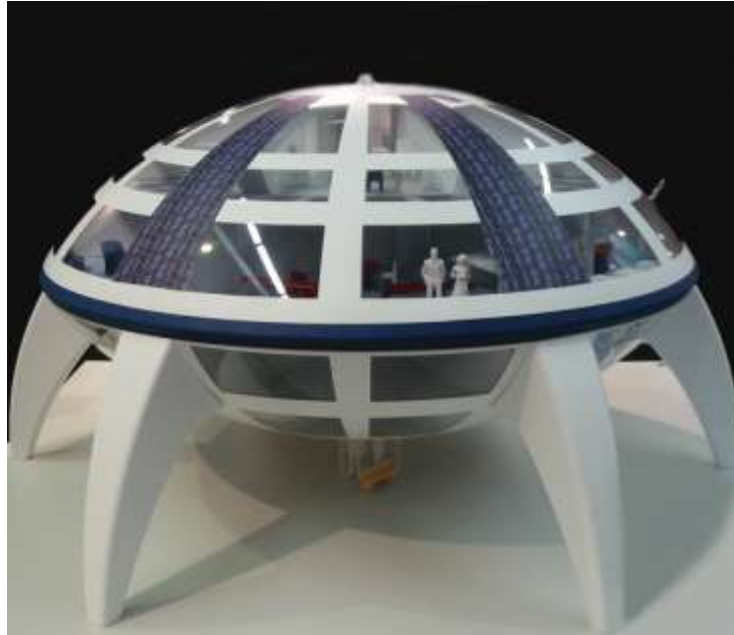



Figura 1: Esempio di struttura spaziale proposta come struttura antisismica terrestre

In tutti i casi la finalità dell'inserimento degli *Impianti Termotecnici* è quella di consentire il normale svolgimento della vita dell'Uomo o di creare condizioni ambientali ottimali per lavorazioni industriali o per altre finalità produttive.

Figura 2: Esempio di sopravvivenza al limite nello spazio ottenuta con ambiente artificiale

Certamente si hanno grandi differenze fra gli impianti di climatizzazione in edifici civili e gli impianti di climatizzazione di un aereo o di una industria. Tuttavia le problematiche impiantistiche sono

---

[7] Quest'ultima possibilità è gia allo studio presso gli enti di ricerca spaziali (*ESA*, *NASA*, ….) sia in previsioni di futuri insediamenti (sulla *Luna*, su *Marte*) ma anche per le notevoli ricadute anche per le costruzioni terrestri, quali, ad esempio, strutture al limite della sopravvivenza (stazioni polari), strutture sottomarine, strutture antisismiche totali.

concettualmente simili per i vari casi e pertanto l'approfondimento di una tipologia applicativa può essere di grande ausilio per le altre.

Figura 3: Esempio di edilizia in climi rigidi – Città di Tampere (Finlandia)

In questo corso si parlerà prevalentemente di *Impianti Termotecnici* in *edifici* e si faranno brevi riferimenti ad alcune tipologie impiantistiche innovative.

Figura 4: Stazione di ricerca polare

Il problema fondamentale da risolvere è di creare all'interno degli ambienti le migliori condizioni di comfort (*vedi il prossimo capitolo*) possibili. In genere basterà sostituire l'obiettivo di *miglior comfort ambientale* con quello di *migliori condizioni ambientali* (ad esempio per *applicazioni industriali*) per avere una nuova metafora progettuale generale.

Infatti, ad esempio, gli edifici industriali destinati alla produzione di componenti elettronici (*dischi, processori, memorie, …*) sono oggi considerati fra i più tecnologici, eppure gli impianti termotecnici non sono concettualmente distanti da quelli civili. Basta considerare la temperatura di progetto pari a quella ottimale di lavorazione (*anziché quella di maggior comfort*), così pure per l'umidità relativa, la portata di ventilazione e la qualità dell'aria (*filtrazione*) desiderata per avere tutte le specifiche di progetto necessarie per la progettazione degli impianti.

Prima di procedere è opportuno fare qualche considerazione storica sugli impianti nell'edilizia.

Fino all'inizio del '*novecento* gli edifici presentavano una percentuale di impianti (in tutti i sensi) non superiore al 3% del costo totale degli immobili. Nei casi migliori si aveva un impianto fognario (*magari con pozzo nero esterno*) e un impianto idrico interno. Si ricordi che fino a qualche decennio fa molti edifici non avevano i bagni interni e le stesse cucine presentavano notevoli problemi di igiene oggi certamente non accettabili. Molti Comuni d'Italia hanno costruito le reti fognanti nel dopoguerra e così pure le reti idriche comunali[8]. Anche considerando gli impianti idrici e fognari estesi a tutti gli ambienti di un edificio la percentuale degli impianti non superava il 5% del valore totale degli immobili.

Quando la disponibilità del petrolio lo ha consentito (primi decenni del '*novecento*) si è pensato di riscaldare gli edifici mediante impianti di riscaldamento (quasi esclusivamente con radiatori alimentati a circolazione naturale, detta *a termosifone* per mancanza di energia elettrica) e la percentuale dell'impiantistica è salita al 7-10%. Successivamente si è cominciato a distribuire energia elettrica nelle grandi città e gli edifici si sono così arricchiti di una impiantistica elettrica interna, seppure ancora in fase iniziale, che ha portato la percentuale degli impianti, sempre in edifici avanzati, a circa il 12-15% del costo totale. Sempre nel '*novecento* si ha la nascita e la diffusione della telefonia, la diffusione degli ascensori elettrici, l'automazione dei servizi interni degli edifici e la percentuale degli impianti è ulteriormente cresciuta a circa il 20%. Oggi gli impianti correlati a vari servizi interni degli edifici sono ancora cresciuti di complessità e peso. Basti pensare che in un moderno edificio (*ospedali, tribunali, edifici pubblici, alberghi, …., per non dire di edifici industriali ad alta tecnologia quali quelli destinati all'elettronica*) si hanno impianti di vario tipo:

- *Idrico-sanitari;*
- *Fognari;*
- *Elettrici;*
- *Telefonici;*
- *Trasmissione dati (Ethernet e reti di vario tipo);*
- *Illuminotecnici interni ed esterni;*
- *Rilevamento di presenza;*
- *Controllo e sicurezza (anti intrusione);*
- *Riscaldamento;*
- *Condizionamento*[9]
- *Termoventilazione.*

La percentuale dell'impiantistica oggi raggiunge percentuali elevatissime (fra 60-75% del costo totale) impensabili un secolo fa. Inoltre la gestione di tutti questi impianti risulta oggi complessa e delicata tanto da costruire sistemi di gestione del tutto automatizzati e controllati mediante computer.

Sono così nati neologismi del tipo *intelligent building* per indicare edifici tecnologicamente avanzati e con impiantistica complessa dotata di controllo elettronico. Oggi, quindi, la percentuale degli impianti rispetto al costo totale dell'edificio è divenuta *prevalente* rispetto al costo stesso della costruzione, almeno per le tipologie edilizie più tecnologiche ed impegnative. Tuttavia in Italia, per effetto delle ultime leggi emanate nel settore delle opere pubbliche (*L 109/1994* detta *Legge Merloni, DPR 454/1999 e L 7/2002 Regione Sicilia*) la figura professionale prevalente è ancora quello del *Progettista Edile*. Lo stesso è avvenuto per la *Direzione dei Lavori* che è unica ed affidata al *Progettista Edile*. Mentre prima dell'entrata in vigore di queste leggi esistevano più figure professionali specialistici (*Progettista e Direttore dei Lavori edili, Progettista e Direttore dei Lavori per gli impianti elettrici, Progettista e Direttore dei Lavori per gli impianti termotecnici, Progettista e Direttore dei Lavori per le opere di cemento armato*) oggi la figura unica del *Direttore dei Lavori* porta ad avere solo collaborazioni esterne, dette *Direttori Operativi,* con funzione prevalentemente consultiva e con poco peso direttivo.

---

[8] Una frase tipica del dialetto siciliano per indicare *grande confusione* è "*mi misi l'acqua rintra*". Questa frase si riferisce, infatti, alla grande confusione che i primi utenti degli acquedotti di un quartiere avevano in casa loro perché tutto il vicinato ne approfittava per approvvigionarsi d'acqua anziché andare nelle fontane pubbliche più distanti ed affollate.

[9] Ancora oggi si costruiscono impianti separati per il riscaldamento e per il condizionamento estivo nella convinzione (*ancora diffusa e generalizzata*) che questa divisione sia economicamente conveniente rispetto agli impianti di climatizzazione completi.

Lo stesso è avvenuto per gli appalti privilegiando le *Imprese Edili* rispetto a quelle specializzate negli impianti ormai rilegate a ruoli secondari[10] e solo in casi di particolare importanza (*ad* $\tau_0 = R \cdot C$ *esempio per edifici tecnologicamente avanzati quali ospedali, industrie tecnologiche,* …) attori comprimari in *Associazione Temporanee di Imprese (ATI*).

Non si vuole qui criticare l'impianto legislativo attualmente vigente ma solo far osservare come l'esigenza di un controllo centralizzato della gestione dell'appalto e la necessità di evitare possibili cause di conflittualità fra varie figure professionali e imprenditoriali ha reso possibile la sottovalutazione dell'impiantistica (*di qualunque tipo*) rispetto all'edilizia e ciò malgrado, in base a quanto detto in precedenza, che l'incidenza delle opere edilizie sia oggi spesso minoritaria negli edifici più complessi e tecnologicamente più impegnativi.

Appare strano, infatti, che il Progettista di *minoranza* abbia prevalenza sugli altri o quanto meno non vi sia una ruolo di comprimarietà fra tutti i progettisti. Si avverte spesso, infatti, una mancanza di comunicazione fra le parti con effetti deleteri sulla qualità del progetto finale.

Costituisce quindi un' "*esigenza fondamentale che la progettazione architettonica-strutturale e la progettazione termotecnica-impiantistica procedano di pari passo ed in maniera integrata, dall'elaborazione preliminare del progetto sino alla definizione degli elaborati esecutivi*" (dalla Circolare Ministero Industria 13.12.93 n. 231 F).

Ritornando al problema dell'impiantistica negli edifici si vuole qui puntualizzare l'esigenza, oggi inderogabile, dell'impiantistica termotecnica in un moderno edificio (*sia civile che industriale*). Si vedrà nel capitolo 5, *Termofisica degli Edifici,* come l'evoluzione della moderna *Architettura* abbia portato ad uno scollamento fra le capacità termofisiche e la capacità di mantenere quasi autonomamente un microclima interno. In pratica si vedrà come la ***capacità termica*** (*Massa per calore specifico*) e la ***resistenza termica*** giochino un ruolo fondamentale nella cosiddetta ***costante di tempo*** dell'edificio: quanto maggiore è la costante di tempo tanto minori sono le oscillazioni termiche interne dell'edificio e quindi tanto migliore il comportamento termico dello stesso:

Potendosi scrivere che (con τ_0 *costante di tempo*, R *resistenza termica*, *C capacità termica*) si ha che con la riduzione della massa dell'edificio (*a causa dell'utilizzo di murature sempre più leggere e al sopravanzare dell'edilizia industrializzata*) la capacità termica *C* diminuisce e, a pari resistenza termica *R*, anche τ_0.

Pertanto quando fino all'*ottocento* si costruivano gli edifici con muratura portante, quindi con muri di grande spessore per necessità costruttive, si avevano edifici termicamente più efficienti[11] rispetto agli odierni edifici costruiti con strutture intelaiate in cemento armato (*quindi la capacità portante delle murature è venuta meno*) e con muri poco spessi, leggeri e in qualche caso addirittura mancanti.

Inoltre la mancanza di portanza delle murature ha reso possibile l'utilizzo di finestre vetrate di proporzioni generose (*si pensi alle finestre a nastro a tutta parete*) con effetti sensibili sull'*effetto serra* e quindi sul *surriscaldamento* interno degli ambienti. La riduzione di massa delle pareti[12] comporta, se non attentamente controbilanciata, anche una riduzione della resistenza termica e pertanto la riduzione della costante di tempo τ_0 risulta amplificata con effetti ancor più deleteri sul comportamento termico degli edifici. In definitiva per decenni (in un arco temporale che va dal primo decennio alla fine degli anni *settanta* del secolo scorso) si è avuto uno sviluppo selvaggio ed incontrollato dell'*Architettura* che ha reso gli edifici totalmente svincolati dalle esigenze geometriche e costruttive delle murature portanti (*sempre presenti dalle fondazioni fino al tetto, perfettamente a piombo e di spessore decrescente verso l'alto*) e sottoposti solamente al gusto estetico del *Progettista*. Adesso le pareti possono esistere o non esistere, tanto ci pensano le strutture portanti in cemento armato a tenere in piedi gli edifici!

Possono esserci corpi aggettanti, possono esserci piani senza pareti (vedansi i *pilotis*), possono esserci pareti totalmente vetrate, ….

Possiamo costruire grattacieli interamente vetrati, dei veri e propri *buchi termici* in grado di esistere (*cioè di consentire la vita all'interno*) solo perché dotati di adeguati impianti di climatizzazione.

---

[10] Oggi assistiamo sempre più spesso ad affidamenti in sub appalti di opere impiantistiche di vario genere. Le imprese impiantistiche sono in grave difficoltà dovendo affrontare una concorrenza spietata, spesso senza regole, per avere un contratto. Tutto ciò avviene, è bene sottolinearlo, a scapito della qualità dei manufatti, spesso anche della sicurezza operativa (per l'eccessiva riduzione dei costi).

[11] Bastava un semplice camino o qualche braciere per riscaldarsi.

[12] Oggi sono utilizzati mattoni forati o materiali sempre più alleggeriti anche per motivi sismici.

La metafora che per quei decenni anzidetti è stata realizzata è stata la seguente: *costruiamo gli edifici come ci pare e piace tanto ci penseranno gli impianti termotecnici a rimettere le cose a posto*.

Questo comportamento è stato devastante sotto tutti i punti di vista perché le opere architettoniche della prima parte del '*novecento* sono destinate a sparire in breve tempo lasciando un vuoto culturale notevole. Le opere di *Wrigth*, di *Le Corbusier* e di tanti altri maestri del '*novecento* stanno per sparire perché cadono a pezzi e si spendono molti soldi per tenerle ancora in piedi.

Quando sono state realizzate, infatti, non si sono tenuti in considerazione gli effetti dell'umidità sui materiali costruttivi (si veda il *diagramma di Glaser* nel prosieguo) e l'effetto delle radiazioni solari sulle superfici delle pareti.

A partire dagli anni '*settanta* già la *Commissione per l'Ambiente* dell'allora *Comunità Economica Europea* (oggi *Unione Europea*) pubblicò un rapporto tecnico denominato *Energy building conscious design* che pose ben in evidenza gli errori progettuali fatti fino a quel momento. In quel periodo, sulla spinta delle varie crisi energetiche di quel periodo, prendeva coscienza anche un movimento architettonico centrato sulla *progettazione bioclimatica* che in qualche modo ripristinava i giusti equilibri fra la capacità termica e la resistenza termica (si veda il capitolo 10.2 sull'*Architettura Bioclimatica*).

Dopo la pubblicazione di questo rapporto si è cercato di prendere coscienza delle problematiche energetiche connesse agli edifici. La *Termofisica degli Edifici* è divenuta materia fondamentale per la piena conoscenza del comportamento termico degli edifici stessi e per l'introduzione nuovi criteri costruttivi dettati, quasi sempre, da leggi specificatamente predisposte per il risparmio energetico (vedansi la L. 373/76 prima e L. 10/91 oggi).

Per effetto di queste leggi è stato introdotto il concetto di isolamento termico minimo necessario, per ogni edificio, alla verifica dei limiti di legge (*come si vedrà più approfonditamente con la L. 10/91*) riparando, in un certo modo, allo scompiglio creato dalle tipologie costruttive leggere dianzi evidenziate. E' triste osservare che ci sono volute due leggi (dal 1976 ad oggi) per costringere i progettisti ad isolare le pareti. Eppure non era difficile osservare, data la relazione iperbolica, , che si poteva compensare la riduzione della capacità termica aumentando la resistenza termica dell'edificio.

Da quanto detto appare chiaro quale deve essere lo scopo dell'impiantistica termotecnica: creare le migliori condizioni di vita (di *comfort*) all'interno degli edifici.

2.1 LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI TECNICI

In definitiva, le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti tecnici possono così essere schematizzate:

- Individuazione delle specifiche di progetto (cioè dei dati progettuali quali la temperatura interna, esterna, umidità relativa ambiente, velocità dell'aria ambiente, qualità dell'aria,…)
- Calcolo dei carichi termici della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (microclima da realizzare);
- Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto;
- Dimensionamento dei componenti di impianto;
- Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti);
- Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro;
- Disegno esecutivo degli impianti.

Nel prosieguo vedremo nel dettaglio ciascuna delle fasi sopra indicate. Si tenga presente che lo sviluppo del corso è attuato su due volumi e pertanto le varie fasi sono trattate soprattutto nel primo volume.

Vediamo adesso brevemente di illustrare le varie fasi sopra indicate, rimandando il lettore agli sviluppi dettagliati nei prossimi capitoli.

- **SPECIFICHE DI PROGETTO**

Si tratta di determinare, ricercare o precalcolare i parametri di progetto da realizzare. Spesso questi dati sono imposti dall'esterno (specifiche di Capitolato) sono imposti da norme tecniche specifiche (come, ad esempio, avviene con la *L. 10/91* che si vedrà nel prosieguo o anche del recente D.Lgs 192/05 e D.Lgs 311/96). In altri casi occorre valutare le condizioni migliori in funzione della destinazione d'uso degli edifici. Nel successivo capitolo si vedrà come calcolare le condizioni

termoigrometriche migliori per edifici civili (metodo di *Fanger*) al variare dell'attività degli occupanti e delle prestazioni impiantistiche. In ogni caso occorre sempre avere ben chiari questi dati perché da essi dipende tutto il prosieguo delle fasi progettuali e la buona riuscita del progetto. Nel prosieguo si vedranno con maggior dettaglio le specifiche per gli impianti tecnici nella edilizia.

2.1.1 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Ciò che gli impianti tecnici fanno si può riassumere in una fornitura (con il proprio segno, considerando l'edificio un sistema termodinamico) di energia agli ambienti.

Ad esempio, nelle condizioni invernali si hanno basse temperature all'esterno e temperature interne elevate (solitamente fissata ai valori di progetto sopra indicati, valore tipico 20°C) e pertanto del calore passa, di norma, dall'interno dell'edificio verso l'esterno.

Per un sistema energetico aperto (quale si può schematizzare un edificio) questo flusso di calore uscente porta ad un raffreddamento interno che tende a livellare la temperatura interna con quella esterna. L'impianto di riscaldamento fornisce all'edificio una quantità di calore tale da bilanciare quella uscente. In queste condizioni si raggiungono le condizioni di stazionarietà e la temperatura interna dell'edificio si stabilizza al valore desiderato (ad esempio 20 °C).

Allo stesso modo in estate si ha un flusso di calore dall'esterno (ove si suppone che vi sia una temperatura maggiore di quella interna, ad esempio 32 °C) verso l'interno (dove si suppone o si desidera una temperatura interna di 26 °C). Se non si interviene con un impianto di climatizzazione le condizioni termoigrometriche interne variano in modo tale da portare la temperatura interna a coincidere con la temperatura esterna. L'impianto in questo caso sottrae calore (ed agisce anche sull'umidità) all'ambiente in quantità pari a quello trasmesso dall'esterno.

Questi due semplici esempi ci mostrano l'importanza di calcolare con precisione i flussi termici entranti o uscenti dal sistema edificio: questa fase viene detta *Calcolo dei carichi termici*.

Si tratta, quindi, di una fase importante e fondamentale per la progettazione degli impianti tecnici, come si vedrà nei capitoli successivi di questo volume.

Va comunque osservato che spesso il calcolo dei carichi termici, che pure dovrebbe essere univocamente matematicamente determinato, viene effettuato in modo fittizio, come avviene, ad esempio, per il calcolo dei carichi termici invernali ai sensi della L. 10/91 e successive modifiche ed integrazioni o dei carichi estivi con il metodo Carrier.

Si vedrà nel prosieguo perché si segue (e spesso si *deve* obbligatoriamente seguire) un iter di calcolo schematico e fittizio. Va ancora osservato che il carico termico ambientale e totale dell'edificio è un dato fondamentale di progetto poiché da esso dipende la fase di selezione e progetto dei componenti di impianto e del progetto delle reti di distribuzione dei fluidi. Tuttavia è solo una fase dell'iter progettuale, secondo lo schema di flusso sopra indicato.

2.1.2 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Se il calcolo dei carichi termici (*fittizi o reali*) viene effettuato con metodi matematici e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, la *scelta della tipologia impiantistica* è la fase più delicata ed impegnativa di tutto l'iter progettuale.

E' proprio in questa fase che il *Progettista* deve decidere come realizzare l'impianto. Qualche esempio può chiarire quanto si vuole evidenziare.

Un impianto di riscaldamento (*probabilmente la tipologia impiantistica più diffusa*) si può realizzare in più modi, ad esempio:

- con radiatori;
- con termoconvettori;
- ad aria calda (con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata);
- a pavimento (pavimento radiante).
- La distribuzione dell'acqua calda può essere effettuata in diversi modi, ad esempio:
- a collettori complanari;
- con distribuzione monotubo.

La scelta delle caldaie è quanto mai varia (come si vedrà nel prosieguo) e lo stesso si deve dire per i componenti di impianto.

Le cose si complicano ulteriormente per gli impianti di climatizzazione estivi per i quali si hanno almeno tre tipologie:

- ad aria:
- ad acqua;
- misti con aria primaria.

In definitiva questa fase è la più delicata ed impegnativa e fortemente dipendente dall'esperienza del progettista. Inoltre la scelta impiantistica è spesso dipendente (direi anche *fortemente dipendente*) anche dall'architettura dell'edificio. Si hanno spesso condizionamenti di vario tipo che rendono difficile la progettazione degli impianti e la vita degli impiantisti. Ad esempio spesso non si sa dove inserire gli impianti perché mancano gli spazi del locali tecnici o non si hanno cavedi tecnici per il passaggio delle tubazioni e ancor più non si hanno spazi sufficienti per il passaggio dei canali che sono molto più ingombranti delle tubazioni. Un impianto termotecnico è composto da tre sezioni sinergiche:

Sezione di produzione dell'energia ⇒ Sezione di trasporto dell'energia ⇒ Sezione di scambio

allora la scelta della tipologia impiantistica deve tenere conto di ciascuna sezione, ad esempio, per un impianto di riscaldamento:

- Sistema con caldaia a gas metano, rete di distribuzione ad acqua con collettore complanare e radiatori in ghisa come terminali.

Si osservi che ogni scelta effettuata in questa fase condiziona lo sviluppo delle fasi successive e non sempre è possibile cambiare in corsa le scelte fatte.

2.1.3 DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DI IMPIANTO

In questa fase si selezionano i componenti di impianto, cioè si dimensionano i radiatori, i fan coil, le centrali di trattamento aria, le caldaie, i gruppi di refrigerazione o le pompe di calore, …

La selezione dei componenti va effettuata tenendo presente la produzione industriale disponibile per ciascuno di essi.. Nel prosieguo si vedrà in dettaglio questa fase.

Si fa presente che in questa fase occorre interagire con le produzioni industriali dei vari componenti, nel senso che questi ultimi non sono progettati costruttivamente ma selezionati da una serie di prodotti industriali commercialmente disponibili. Tranne pochi casi particolari (ad esempio le Unità di Trattamento Aria, di cui parlerà nel prosieguo) i componenti sono già disponibili su cataloghi commerciali e, in genere, non possono essere modificati.

La selezione commerciale dei componenti di impianto difficilmente porta ad avere caratteristiche reali di questi ultimi coincidenti con le caratteristiche teoriche calcolate in precedenza. Di solito si hanno prestazioni diverse ed in genere superiori a quelle richieste.

Così, ad esempio, se un ambiente ha bisogno di 857 W di potenza per il riscaldamento invernale si troverà un radiatore che potrà fornire 920 W. Queste discrepanze progettuali comportano l'assoluta necessità di un sistema di controllo e regolazione dell'impianto in tutte le componenti.

2.1.4 SCHEMATIZZAZIONE DELLA SOLUZIONE IMPIANTISTICA

Per procedere nel dimensionamento delle reti di distribuzione occorre avere uno schema impiantistico e quindi i disegni delle piante e delle sezioni dell'edificio e segnare, anche in modo schematico, i percorsi delle tubazioni o dei canali.

Si osservi che in questa fase non si conoscono ancora i diametri delle tubazioni o le dimensioni dei canali d'aria.

DATI GENERALI

Serie RAX	Modello		432	532	632	732	832	1032	1232
❄ Potenza frigorifera	kW		94	109	127	164	191	225	266
	frig/h		80.800	93.700	109.200	141.000	164.300	193.500	229.000
❄ Potenza assorbita totale	kW		38,5	40,5	48,5	62,6	72,3	84,2	98
❄ Corrente assorbita	A	220 V	130	–	–	–	–	–	–
		380 V	75	76	98	120	141	163	182
❄ Portata acqua	l/s		4,49	5,21	6,07	7,83	9,13	10,75	12,72
	m³/h		16,16	18,74	21,84	28,2	32,86	38,7	45,8
❄ Perdita di carico	kPa		27,5	28,4	37,3	54,9	37,3	53	54,9
	m C.A.		2,8	2,9	3,8	5,6	3,8	5,4	5,6
Superficie batterie condensanti	m²		2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°		2	2	2	2	2	2	2
Portata aria totale	m³/h		40.000	43.700	52.000	71.500	78.100	91.300	106.000
	m³/s		11,11	12,14	14,44	19,86	21,69	25,36	29,44
Potenza sonora globale	dB(A)		85,5	90	91	92	92	94	95

Serie RAX-H	Modello		432	532	632	732	832	1032	1232
❄ Potenza frigorifera	kW		91,3	111	124	171	192	215	240
	frig/h		78.500	95.500	106.600	147.000	165.100	184.900	206.400
❄ Potenza assorbita totale	kW		37	36,5	45,1	59	66	79,2	94,3
❄ Corrente assorbita	A	220 V	125	–	–	–	–	–	–
		380 V	72,5	68	91	114	129	155	182
❄ Portata acqua	l/s		4,36	5,31	5,92	8,17	9,17	10,27	11,47
	m³/h		15,7	19,1	21,32	29,4	33,02	36,98	41,28
❄ Perdita di carico	kPa		26,5	29,4	35,3	58,9	37,3	49	45,1
	m C.A.		2,7	3	3,6	6	3,8	5	4,6
○ Potenza termica	kW		103,5	129	135	186	200	234	270
	kcal/h		89.000	111.000	116.100	160.000	172.000	201.200	232.000
○ Potenza assorbita totale	kW		39,3	39,5	48,8	62,2	69,2	80,25	96,5
○ Corrente assorbita	A	220 V	133	–	–	–	–	–	–
		380 V	77	75	99	120	139	157	186
○ Portata acqua	l/s		4,94	6,17	6,45	8,89	9,56	11,18	12,89
	m³/h		17,8	22,2	23,22	32	34,4	40,24	46,4
○ Perdita di carico	kPa		24,5	29,4	31,4	52	30,4	43,2	42,2
	m C.A.		2,5	3	3,2	5,3	3,1	4,4	4,3
Superficie batterie condensanti	m²		2 x 2,45	2 x 3,35	2 x 3,35	4 x 2,25	4 x 2,78	4 x 3,65	4 x 3,65
Ranghi	n°		3	3	3	3	3	3	3
Portata aria totale	m³/s		10	11,86	13,89	19,44	21,53	24,44	28,9
	m³/h		36.000	42.700	50.000	70.000	77.500	87.500	103.500
Potenza sonora globale	dB(A)		86	88,5	90,5	91,5	91,5	94	95

Serie RAX – RAX-H		Modello		432	532	632	732	832	1032	1232
Tipo evaporatore				fascio tubiero						
Contenuto acqua evaporatore		dm³		29	32,5	32,5	40	48	61,5	65,8
Collegamenti idraulici				flangiati						
Diametro collegamenti idraulici				2 1/2"	3"	3"	3"	4"	4"	4"
Tipo compressore alternativo				ermetico	semiermetico					
Numero compressori / circuiti				2	2	2	2	2	2	2
Parzializzazione		%		0 – 50 – 100						
Avviamento				diretto	part - winding					
Potenza motori ventilatori (1)		n° x kW		4 x 0,55	4 x 0,55	4 x 0,75	6 x 0,75	6 x 0,75	8 x 0,75	8 x 0,75
Velocità motori ventilatori		g/m		930	935	935	930	930	950	950
		g/s		15,5	15,6	15,6	15,5	15,5	15,8	15,8
Corrente di spunto		A	220 V	365	–	–	–	–	–	–
			380 V	210	165	177	210	239	360	420
Dimensioni	altezza	mm		1.430	1.830	1.830	1.830	2.180	2.180	2.180
	larghezza	mm		1.900	2.200	2.200	2.200	2.200	2.200	2.200
	Profondità	mm		2.820	2.930	2.930	3.915	3.915	4.900	4.900
Peso		kg	RAX	1.160	1.610	1.670	2.020	2.236	2.720	2.776
			RAX-H	1.296	1.836	1.900	2.300	2.536	3.070	3.126

Figura 5: Esempio di un data sheet per la selezione delle pompe di calore

Per questi ultimi si hanno quasi sempre problemi geometrici dovuti allo scarso spazio disponibile. In genere è opportuno cercare in questa fase di eliminare conflittualità varie (ad esempio incroci di canali) che possono condizionare la fase successiva.

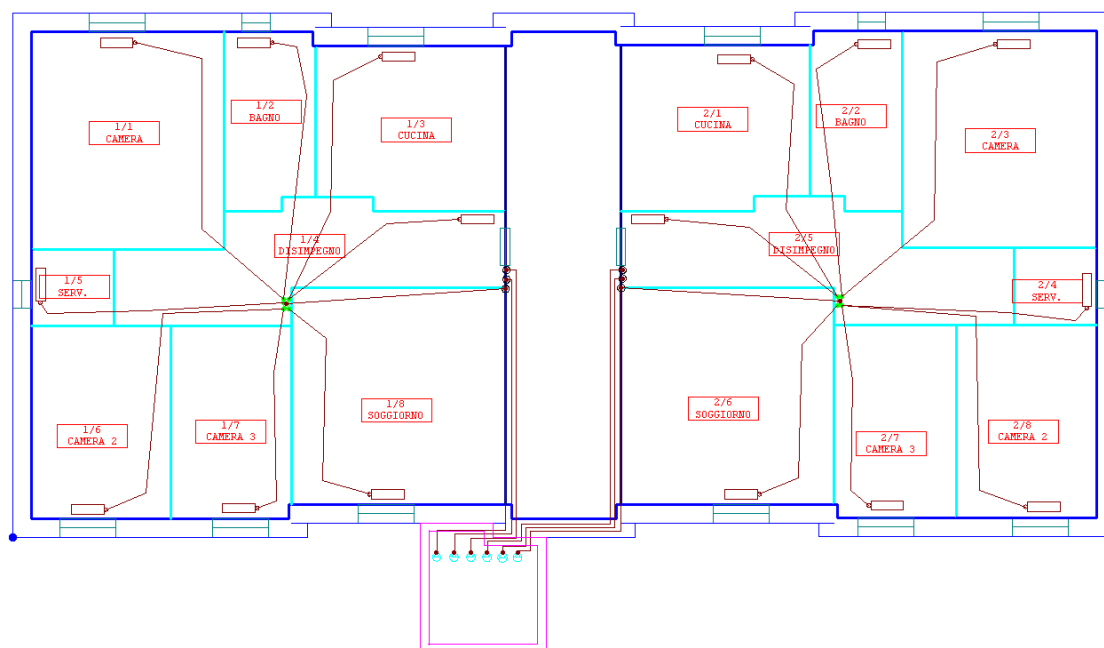



Figura 6: Esempio di schematizzazione di una rete di distribuzione a collettori complanari

2.1.5 DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Si vedrà nel prosieguo come dimensionare le reti di distribuzione dell'acqua e dell'aria. Si tratta di metodi di calcolo deterministiche che possono essere implementati con programmi elettronici o con fogli elettronici.

Dimensionare le reti significa determinare i diametri commerciali delle tubazioni o le sezioni costruttive dei canali. Le altre dimensioni geometriche (lunghezza, altezza dei canali, …) sono in genere imposti dall'architettura dell'edificio.

Occorre tenere ben presente che le reti di distribuzione debbo consentire ai componenti di impianto di funzionare correttamente e pertanto esse vanno progettate sulle reali esigenze dei terminali di impianto. Questo è necessario per garantire, oltre al corretto funzionamento dei terminali, anche la possibilità di regolazione dell'impianto e delle reti tecnologiche.

In definitiva per potere dimensionare la rete dobbiamo prima conoscere quali saranno i terminali utilizzati e le loro potenzialità richieste. Non è possibile dimensionare una rete su richieste teoriche che necessariamente non troveranno riscontro su campo.

Così, ad esempio, un fan coil ha bisogno di una ben precisata portata di acqua calda o di acqua fredda per assicurare le sue prestazioni termiche, un radiatore deve avere un ben preciso ΔT fra la temperatura media dello stesso radiatore e l'ambiente per potere garantire la sua effettiva potenzialità termica.

Di queste esigenze termotecniche e progettuali si parlerà ampiamente nel prosieguo.

Per potere effettuare il corretto dimensionamento delle reti occorre prima studiare i vari criteri di progetto che verranno illustrati nel prosieguo.

2.1.6 DISEGNO ESECUTIVO DEGLI IMPIANTI

Avute dalla fase precedente le dimensioni delle tubazioni e dei canali si può procedere al tracciamento finale delle reti risolvendo tutti i possibili problemi di passaggio dei canali.

Occorre poi predisporre i disegni impiantistici di ciascun componente e cella centrale termica, come illustrato nelle due figure seguenti.

Si osservi che gli esecutivi di cantiere sono gli unici documenti che sono disponibili in cantiere e pertanto debbono contenere tutte le informazioni (dimensionali, termotecniche o di qualsivoglia altra natura) necessarie all'esecuzione dei lavori.

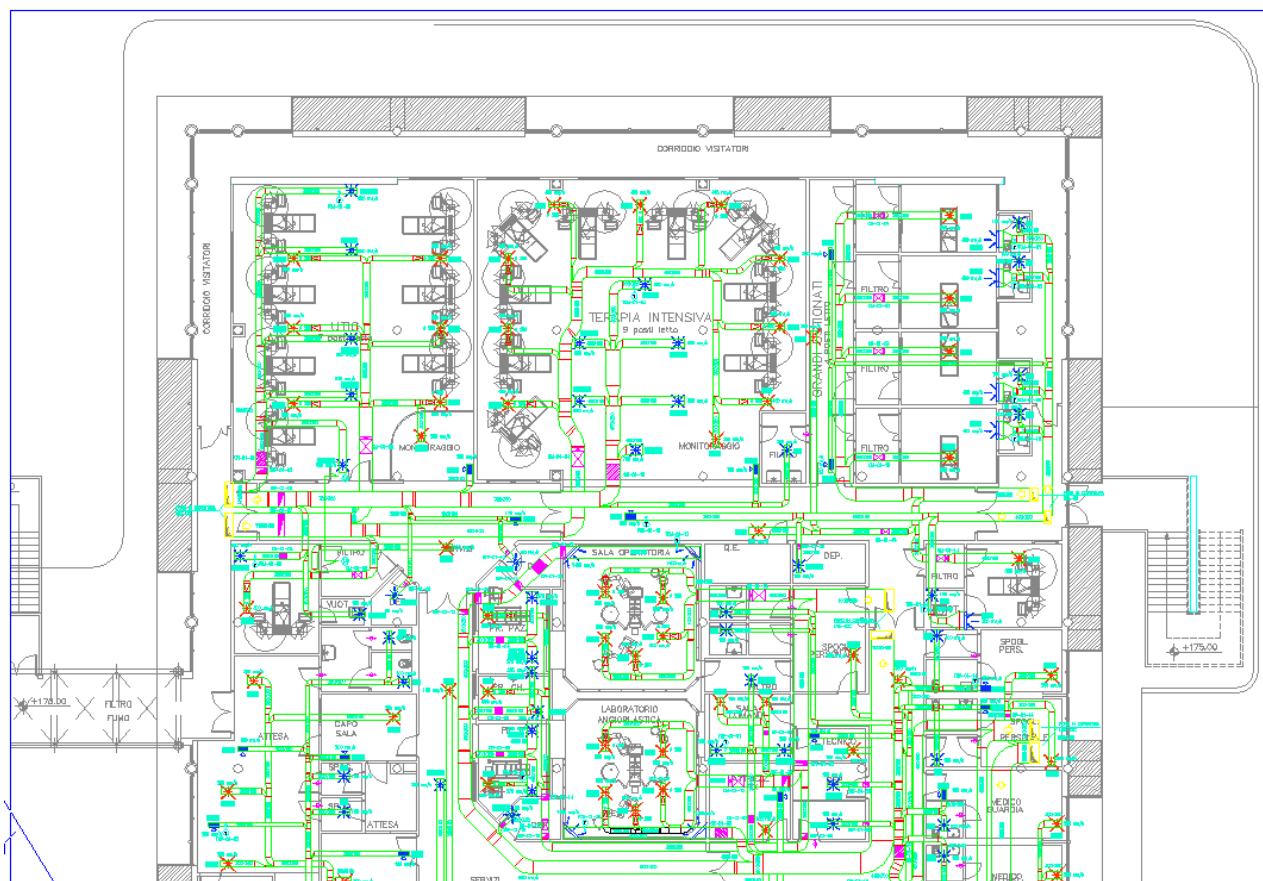



Figura 7: Esempio di rete di distribuzione dell'aria dimensionata

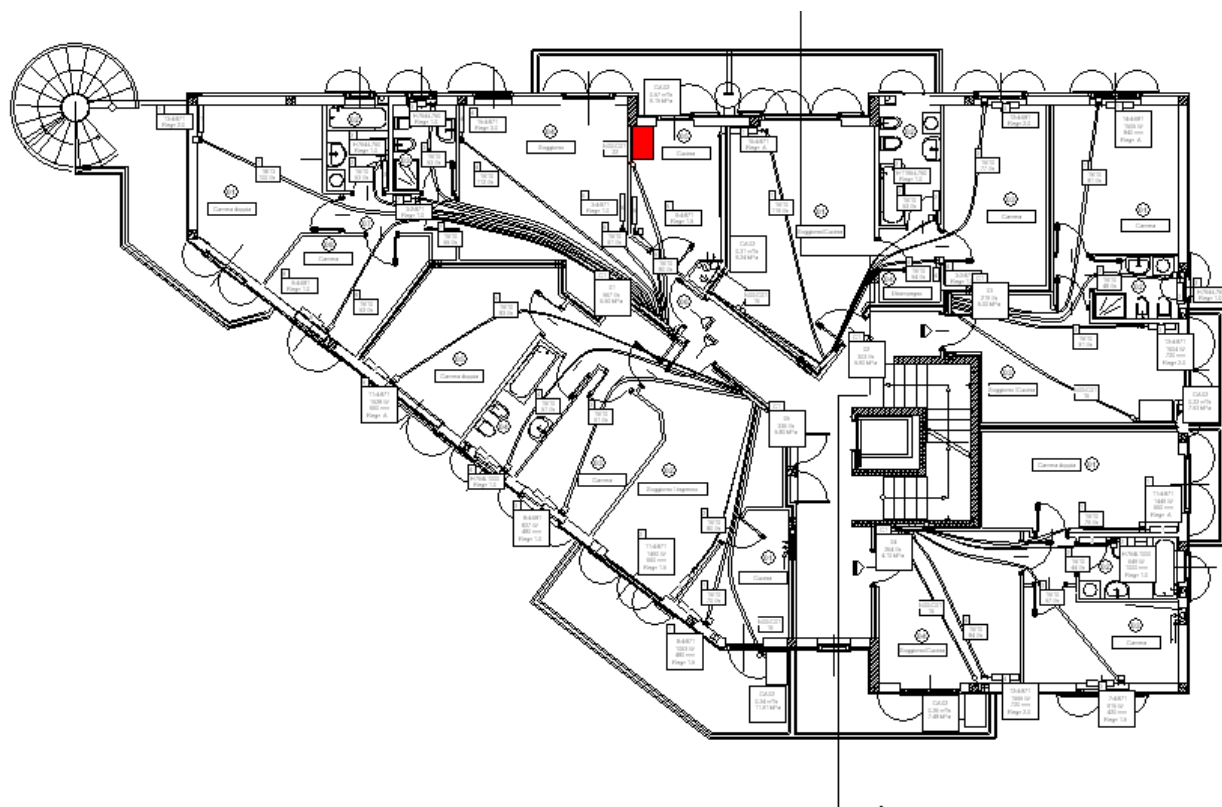



Figura 8: Esempio di rete a collettori complanari dimensionata

3. LE CONDIZIONI AMBIENTALI DI BENESSERE

Le *condizioni di comfort* sono rappresentate da quell'insieme di parametri fisici e ambientali che portano al *benessere dell'uomo* inteso come ***l'insieme dei valori dei parametri fisici che mantengono i parametri biologici ai valori ottimali con il minimo sforzo da parte dell'individuo***. In particolare il *benessere termico* è riferito alle sole condizioni termoigrometriche e alla velocità dell'aria negli ambienti e pertanto le variabili che saranno prese in considerazione sono tali da influire, vedi nel prosieguo, su quest'*intorno*. L'evoluzione dell'uomo è strettamente correlata all'acquisizione e al raggiungimento delle condizioni di maggior comfort e di benessere ambientale.

Tale raggiungimento è solo di recente stato considerato un diritto per l'uomo mentre era solo un lusso fino alla metà di questo secolo. D'altra parte il ritenere solamente un *lusso* il benessere ambientale può portare l'uomo a pericolosi ritorni indietro nel tempo, con il rischio di rinunciare a numerose conquiste sociali e a condizioni di vita talvolta irreversibili. Soprattutto gli abitanti nel le zone climaticamente più rigide potrebbero risentire negativamente di queste rinunce e in qualche caso ne avrebbero persino una minaccia all'esistenza.

La legislazione italiana si propone di limitare il consumo energetico per usi termici mediante l'applicazione della *Legge 10/91* e del suo *Regolamento di esecuzione*, *DM 412/93* e dei D.Lgs 192/05 e D.Lgs 311/06.

Fra le varie limitazioni imposte fa molto spicco quella relativa alla *temperatura massima* all'interno degli edifici, pari in generale a 20 ^{0}C, con al più un grado di tolleranza. Si cercherà, adesso di prendere in esame il problema del benessere ambientale e di pervenire ad alcune relazioni (analitiche e/o grafiche) che possano essere di ausilio per la scelta ottimale delle condizioni di lavoro.

Il benessere fisiologico è fondamentale non solo per l'edilizia residenziale ma anche, e direi soprattutto, per le applicazioni industriali e per l'***Ergonomia***, senza trascurare che le condizioni di benessere sono indispensabili in situazioni al limite della sopravvivenza (miniere, stazioni polari e sottomarine, cabine spaziali, cabine d'aereo, …) cioè laddove senza un *clima artificiale* non sarebbe possibile la vita dell'Uomo. Anche gli impianti di climatizzazione degli autoveicoli cercano di creare all'interno degli abitacoli condizioni il più possibile vicine a quelle di benessere.

3.1 RICHIAMI STORICI.

Già nel 1923 *Yaglou* e *Houghton* condussero alcune ricerche, per conto della *ASHRAE*, sul benessere ambientale pervenendo ad un "*diagramma del benessere*" divenuto ormai famoso e riportato in Figura 9. Essi pervennero alla definizione di una "*temperatura effettiva"* come la temperatura di un locale avente umidità relativa al 100% ed aria stagnante nel quale si risentano le stesse sensazioni di benessere di un locale a temperatura ed umidità relativa assegnati. Durante gli esperimenti le pareti venivano mantenute alla stessa temperatura dell'aria (*camera termostatica*). In Figura 10 e in Figura 11 sono riportati gli abachi per la determinazione delle temperature effettive per persone nude e per persone vestite.

Più tardi il ricercatore inglese *Bedford*[13] ha dimostrato che qualora la temperatura delle pareti non coincida con quella dell'aria allora con l'uso del diagramma *ASHRAE* possono determinarsi condizioni di particolare disagio.

Egli consiglia di sostituire la temperatura effettiva definita da *Yaglou* e *Houghton* con quella misurata con un *globotermometro* e che dipende fortemente dalla distribuzione della temperatura nelle pareti del locale.

---

[13] Durante il secondo conflitto mondiale i marinai delle corazzate inglesi presentarono numerosi *complaints* (lamentele) per le condizioni ambientali ritenute non confortevoli nelle sale macchine delle navi. Le misure di temperatura dell'aria sembravano escludere ogni possibile causa di lamentela poiché rientravano nei limiti indicati, in quel periodo, di benessere termico. *Bedford* intuì che il problema lamentato dovesse essere in qualche modo correlato con la forte radiazione termica proveniente dalle pareti delle caldaie delle navi. Costruì, pertanto, il *globotermometro*: si tratta di una sfera in rame cava e annerita internamente ed avente al suo interno il bulbo di un termometro, vedi Figura 12. La temperatura indicata dal globotermometro è quella di equilibrio fra l'aria interna e gli scambi radiativi fra pareti dell'ambiente in cui si effettua la misura e la superficie esterna della sfera. Essendo il rame un ottimo conduttore di calore si può ritenere che l'equilibrio raggiunto all'interno della sfera sia rapido ed uniforme, cioè indipendente dalla direzione di provenienza delle radiazioni termiche. Pertanto la temperatura segnata dal termometro è quella di equilibrio radiativo.

A partire dal 1960 il problema del comfort ambientale ha avuto un notevole impulso e i ricercatori europei ed americani hanno sviluppato nuove metodologie di studio che tengono in conto di vari fattori, oltre a quel li già esaminati in precedenza.

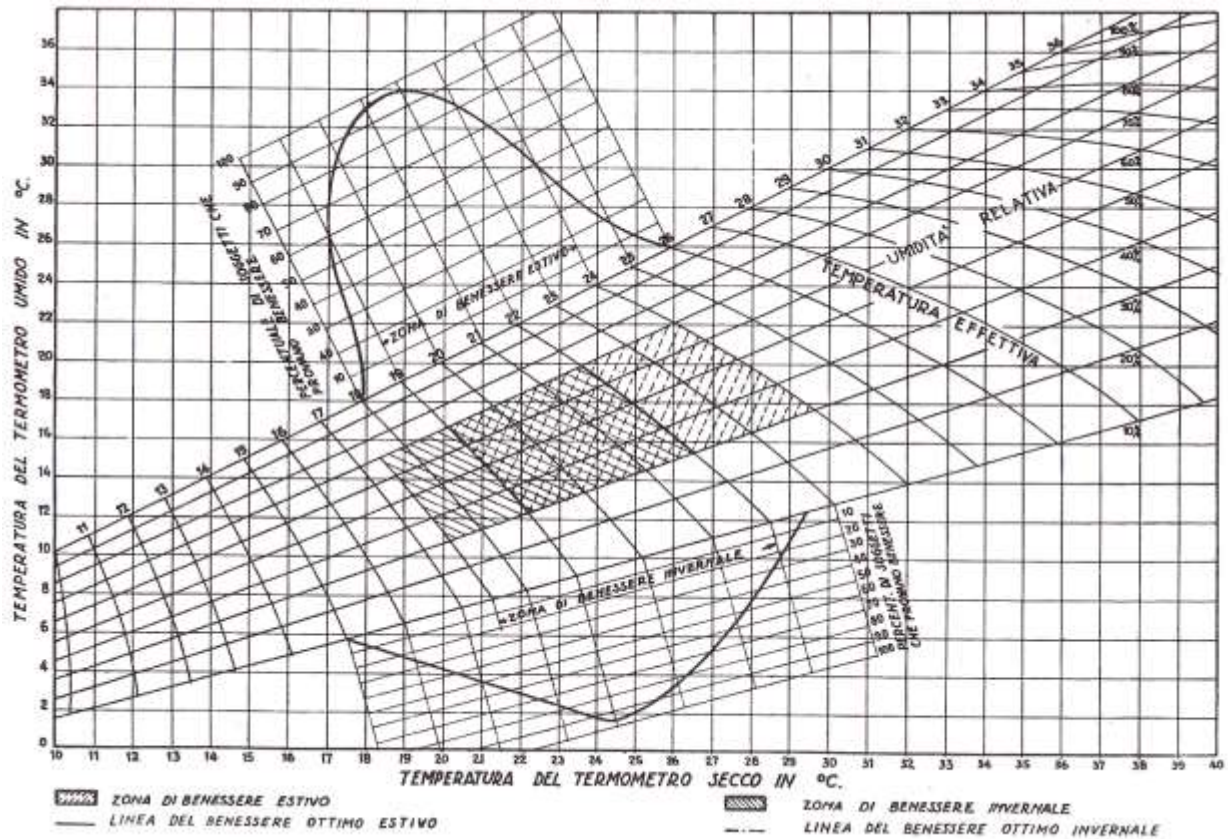



Figura 9: Diagramma del benessere ASHRAE del 1923

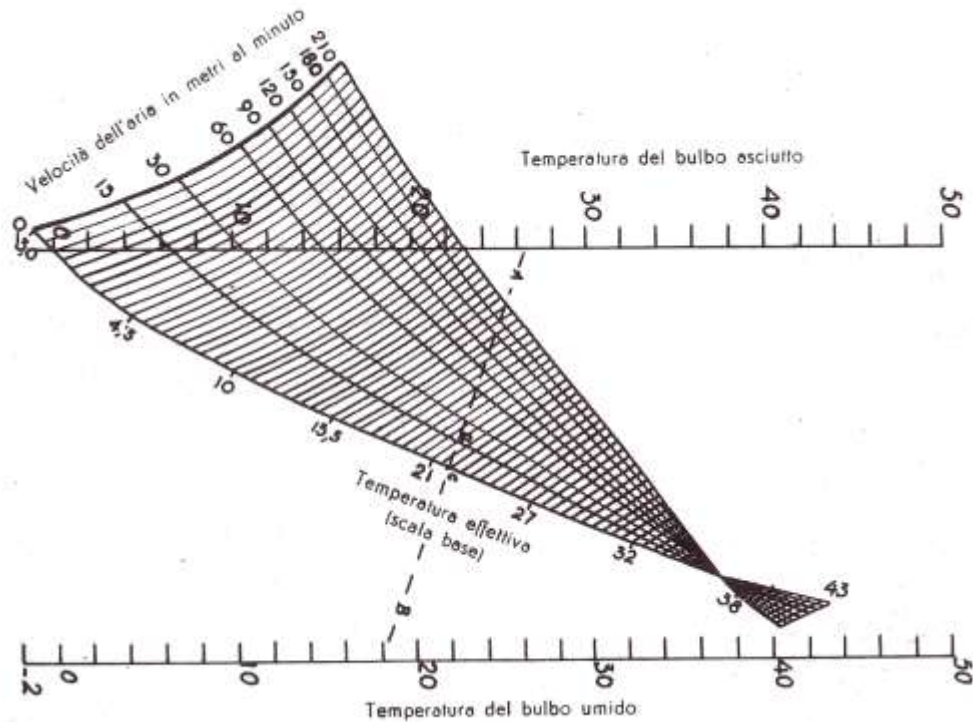



Figura 10: Temperatura effettiva per persone nude

In particolare più che alla temperatura del *globotermometro* si fa riferimento ad una *temperatura media radiante* definita come la temperatura uniforme che bisogna assegnare all'ambiente, supposto con pareti tutte nere, tale da produrre lo stesso scambio radiativo fra individuo e pareti reali.

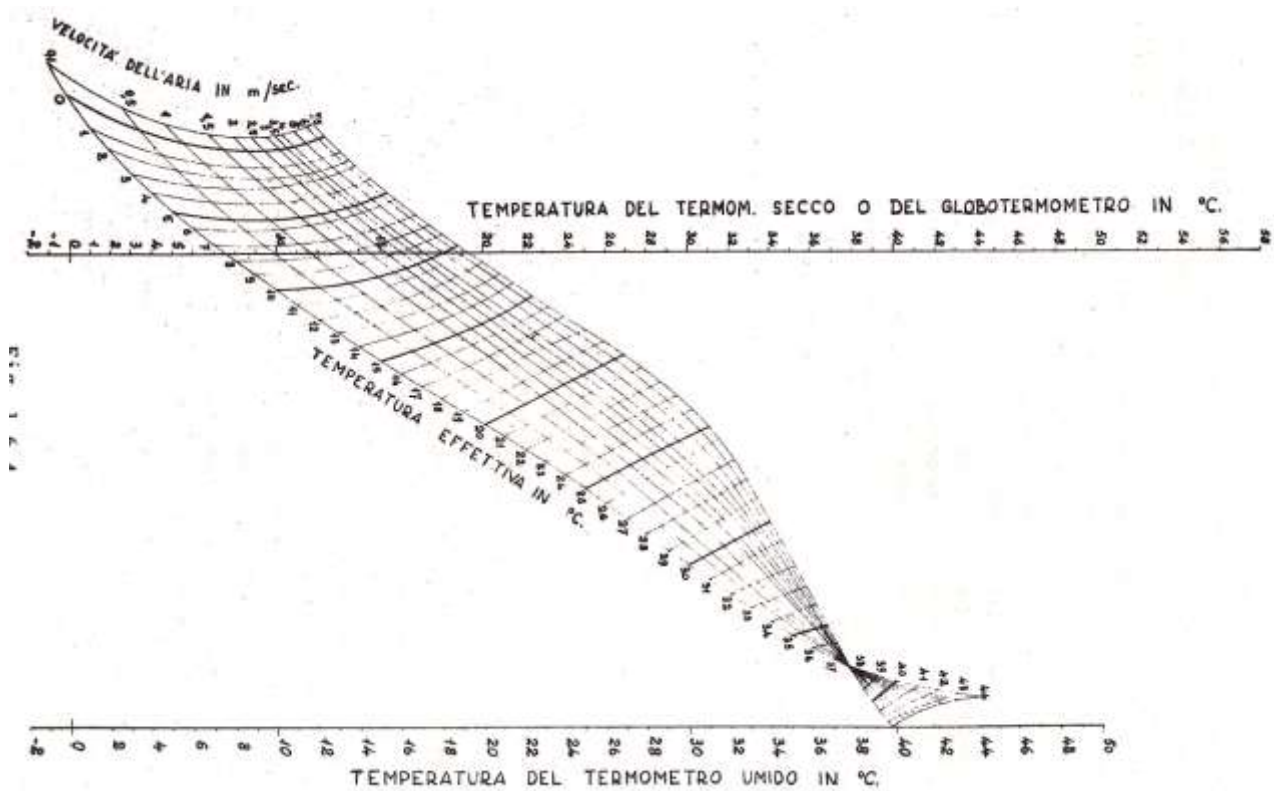



Figura 11: Temperatura effettiva per persone vestite

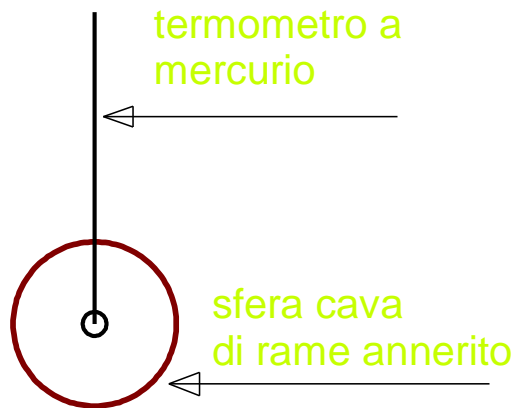



Figura 12: Schema del globotermometro di Bedford

Nella sua definizione più generale, la temperatura media radiante è definita dalla relazione:

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\frac{J_1 F_{p1} + J_2 F_{p2} + \cdots J_n F_{pn}}{\sigma_o}} \qquad [1]$$

ove si ha:

- σ_0=5,67 W/(m^2 K^4) , costante di *Boltzmann* ,
- J = Radiosità della parete i, definita come:

$$J = \sigma_o \varepsilon T^4 + rG = \sigma_o \varepsilon T^4 + (1-\varepsilon)G \qquad [2]$$

- T = temperatura assoluta della parete, K;
- r = fattore di riflessione della parete;
- G = Irraggiamento ricadente sulla parete, W/m²;
- F_{pi} = Fattore di forma fra la persona e la parete *i-esima;*
- T_{mr} =Temperatura media radiante, K.
- ε= emissività della parete.

La precedente relazione può avere diverse semplificazioni a seconda dell'approssimazione di calcolo desiderata. In particolare, rinunciando a calcolare i fattori di forma (di difficile valutazione e quindi si rinuncia a legare gli scambi radiativi con la posizione effettiva dell'individuo nell'ambiente si ha:

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\frac{T_1^4 A_1 + T^4{}_2 A_2 + \cdots T_n^4 A_n}{A_1 + A_2 + \cdots A_n}} \qquad [3]$$

che con le approssimazioni relative a differenze di temperatura modeste e radiosità quasi coincidente con la radianza, si semplifica ulteriormente nella:

$$T_{mr} = \frac{T_1 A_1 + T_2 A_2 + \cdots T_n A_n}{A_1 + A_2 + \cdots A_n} \qquad [4]$$

Nelle precedenti relazioni A è la superficie della parete, m². La [4] definisce, in realtà, una temperatura media pesata secondo le superfici ed è ben lontana dalla [1].

Va tenuto presente che la relazione precedente è approssimata e non tiene conto, come già evidenziato, della posizione dell'individuo nell'ambiente. In alcuni manuali è però possibile reperire i fattori di forma F_{pi} per le situazioni più usuali di scambio radiativo.

La svolta più significativa allo studio delle condizioni di benessere ambientale è venuta dallo studioso danese *P.O. Fanger* che nel 1970 presentò i suoi lavori nel libro: “*Thermal comfort*” a conclusione degli studi iniziati in Danimarca e completati presso l'Università del Kansas, negli USA. La sua "*equazione del benessere*" è ormai divenuta uno strumento indispensabile per una moderna risoluzione del problema e per la progettazione degli impianti termotecnici.

3.2 BILANCIO ENERGETICO FRA UOMO ED AMBIENTE.

Poiché lo scopo del sistema di termoregolazione del corpo umano è essenzialmente quello di mantenere costante la temperatura del corpo, si può assumere che per una lunga esposizione a moderate condizioni ambientali con attività metabolica costante si raggiungono le condizioni di regime stazionario nel senso che la produzione di calore interna eguaglia i disperdimenti nell'ambiente.

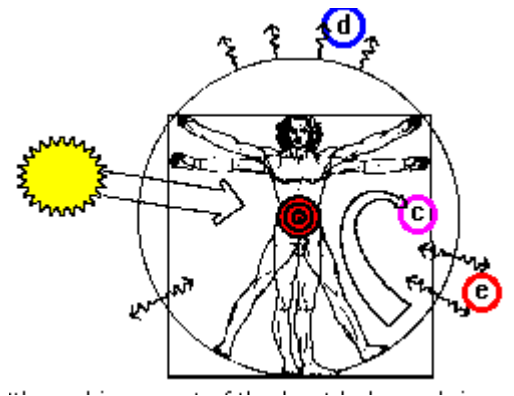



Figura 13: Bilancio del corpo umano

In queste ipotesi il bilancio energetico, vedi Figura 13, si può così scrivere:

$$M - (\pm L) \pm E \pm R \pm C = 0 \qquad [5]$$

ove, con riferimento al simbolismo suggerito dall'*Unione Internazionale per le Scienze Fisiologiche* (1969) si ha:

- M = potenza sviluppata per attività metabolica (W);

- L = potenza dissipata per attività lavorativa (positivo se compiuto dal corpo sul l'ambiente esterno) (W);
- E = potenza termica per evaporazione (W);
- R = potenza termica scambiata per radiazione,(W);
- C = potenza termica scambiata per convezione,(W).

Posto:

$$P_t = M - L \qquad (W) \qquad [6]$$

la potenza termica netta sviluppata dal corpo umano, e detta:

$$\eta = \frac{L}{M}$$

l'efficienza meccanica esterna, può ulteriormente scriversi nel la forma:

$$P_t - E_p - E_s - E_r - P_r = R + C \qquad [7]$$

ove si ha:

- *Ep, Es, Er* = potenza termica per perspirazione, sudorazione e respirazione, W;
- *Pr* = potenza termica (calore sensibile) per respirazione, W;

La [7], posta la potenza interna del corpo umano:

$$P_i = P_t - E_p - E_s - E_r - P_r \qquad [8]$$

si scrive nella forma:

$$P_i = R + C \qquad [9]$$

che mette in risalto come, all'*equilibrio stazionario*, la potenza termica P_i sviluppata dall'organismo deve essere dispersa per convezione ed irraggiamento nell'ambiente esterno.

I termini R e C dipendono, ovviamente, dalle condizioni superficiali del corpo e quindi dal vestiario, dalla velocità dell'aria, dall'umidità relativa e dalla temperatura media radiante.

3.2.1 PERDITE DI CALORE SENSIBILE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite di calore sensibile attraverso la pelle avvengono inizialmente mediante la trasmissione del calore fra la pelle e il vestiario e poi dal vestiario all'ambiente esterno. I meccanismi trasmissivi sono di conduzione, convezione e irraggiamento e pertanto si farà ricorso al simbolismo già indicato per queste modalità di scambio termico

$$C = f_{cl} h_c \left(t_{cl} - t_a \right) \qquad [10]$$

$$R = f_{cl} h_r \left(t_{cl} - \ddot{t}_r \right) \qquad [11]$$

ove si indicano con:

- h_c il coefficiente di convezione termica, *W/(m²K)*;
- h_r il coefficiente radiativo linearizzato, *W/(m²K)*;
- f_{cl} il fattore di ricoprimento corporeo dato da $f_{cl} = A_{cl} / A_D$ con A_{cl} *e* A_D le superfici del vestiario e della pelle (detta area di *Du Bois,* vedi nel prosieguo la [30]).

Combinando le [10] e [11] si può scrivere:

$$C + R = f_{cl} h \left(t_{cl} - t_0 \right) \qquad [12]$$

ove si sono posti:

$$t_o = \left(h_r \ddot{t}_r + h_c t_a \right) / \left(h_r + h_c \right) \qquad [13]$$

$$h = h_r + h_c \qquad [14]$$

La [13] definisce la *temperatura operativa* t_0 come la media pesata secondo i coefficienti di scambio termico delle temperature dell'ambiente e della temperatura media radiante.

Per calcolare il calore trasmesso dalla pelle al vestiario si ha l'equazione:

$$C + R = \frac{t_{sk} - t_{cl}}{R_{cl}} \qquad [15]$$

ove R_{cl} è la resistenza del vestiario espressa in (m²K)/W. Se si include la temperatura del vestiario, combinano le precedenti equazioni in modo da eliminate t_{cl} ottenendo si ha:

$$C + R = \frac{t_{sk} - t_0}{R_{cl} + 1/(f_{cl}h)} \qquad [16]$$

ove t_0 è la temperatura operativa sopra definita in [13].

3.2.2 PERDITE EVAPORATIVE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite evaporative attraverso la pelle dipendono dalla differenza di pressione del vapore d'acqua sulla pelle e quella dell'ambiente. La quantità di umidità sulla pelle è data dalla relazione:

$$E_{sk} = w\frac{p_{sk,s} - p_a}{R_{e,cl} + 1/(f_{cl}h_e)} \qquad [17]$$

ove si è indicato con:

- p_a la pressione del vapore d'acqua nell'aria, in *kPa*
- $p_{sk,s}$ la pressione del vapore d'acqua in saturazione sulla pelle, *kPa*
- $R_{e,cl}$ Resistenza termica evaporativa del vestiario, in *(m²kPa)/W*
- h_e coefficiente di scambio termico evaporativo, *W(m²kPa)*
- w bagnabilità della pelle data dal rapporto del valore reale delle perdite evaporative rispetto alle perdite massime, E_{max}, che si avrebbero nelle stesse condizioni ma con pelle totalmente bagnata e che si ottengono, almeno teoricamente, ponendo nella [17] *w=1.*

Le perdite totali per evaporazione sono la somma delle perdite dovute al processo di termoregolazione (vedi §3.7) e delle perdite per diffusione naturale dell'acqua attraverso la pelle. Cioè:

$$E_{sk} = E_{rsw} + E_{dif} \qquad [18]$$

Le perdite evaporative per termoregolazione sono date, tenuto conto della portata di sudorazione data dalla [43], dalla relazione:

$$E_{rsw} = \dot{m}_{rsw}h_{fg} \qquad [19]$$

con h_{fg} = *2430 kJ/kg* a 30 °C. La porzione del corpo bagnata per l'attività di termoregolazione è data da:

$$w_{rsw} = \frac{E_{rsw}}{E_{\max}}$$

Senza termoregolazione la bagnabilità della pelle è circa w =0.06 per condizioni normali. Per valori di umidità ambientale bassa si può arrivare anche a w =0.02. Le perdite evaporative per normale diffusione dell'acqua attraverso i pori della pelle vale:

$$E_{dif} = (1 - w_{rsw}) \cdot 0.06 \cdot E_{\max} \qquad [20]$$

Risolvendo questa equazione e tenendo conto delle precedenti si ha:

$$w = w_{rsw} + 0.06(1 - w_{rsw}) = 0.06 + 0.94\frac{E_{rsw}}{E_{\max}} \qquad [21]$$

che risolve il problema di calcolare w nota E_{max}. Si osservi che il corpo umano non regola direttamente w bensì la portata di sudorazione $\dot{m}_{rsw}$. La bagnabilità della pelle, *w*, è fortemente correlata alle condizioni di discomfort per il caldo e costituisce un buon indicatore dello stress termico.

Teoricamente si può avere *w=1* con termoregolazione attiva ma nella realtà non si riesce a superare *w=0.8* e *Azer* (1982) raccomanda di utilizzare come limite superiore *w =0.5* per attività sostenuta.

3.2.3 PERDITE DI CALORE PER RESPIRAZIONE

Per effetto della respirazione si hanno perdite di calore sensibile e latente associata all'aria di espirazione. Esplicitamente si hanno le relazioni:

$$C_{res} = \dot{m}_{res} c_{p,a} \left(t_{ex} - t_a \right) / A_D \qquad [22]$$

$$E_{res} = \dot{m}_{res} h_{fg} \left(x_{ex} - x_a \right) / A_D \qquad [23]$$

ove vale il simbolismo:

- $\dot{m}_{res}$ portata di ventilazione polmonare, *kg/s*
- x_{ex} umidità specifica dell'aria espirata, kg/kg_{as}
- t_{ex} temperatura dell'aria di espirazione, *°C*
- x_a umidità specifica dell'aria ambiente, kg/kg_{as}
- $c_{p,a}$ calore specifico dell'aria, *kJ/(kgK)*.

Per condizioni standard (cioè per t_a=20°C e ω=50%) Fanger (1970) propone le relazioni:

$$t_{ex} = 32.6 + 0.066 t_a + 32 x_a$$

$$x_{ex} - x_a = 0.0277 + 0.000065 t_a - 0.80 x_a$$

L'umidità specifica x_a è data, vedi la ***Psicrometria***, dalla relazione:

$$x_a = 0.622 \frac{p_a}{p_t - p_a}$$

ove la pressione totale esterna, p_t, e la pressione parziale dell'aria secca, p_a, sono espresse in *kPa*.

Sempre per le condizioni standard la [22] e la [23] si possono semplificare nella relazione seguente:

$$C_{res} + E_{res} = \left[0.0014 M \left(34 - t_a \right) + 0.0173 m \left(5.87 - p_a \right) \right] / A_D \qquad [24]$$

3.2.4 PERDITE TOTALI DI CALORE ATTRAVERSO LA PELLE

Le perdite di calore sensibile e latente attraverso la pelle e da questa al vestiario e quindi all'ambiente esterno sono date dalla relazione:

$$Q_{sk} = \frac{t_{sk} - \dfrac{\bar{t}_r h_r + t_a h_c}{h_r + h_c}}{R_{cl} + \dfrac{1}{f_{cl}\left(h_r + h_c \right)}} + w \frac{p_{sk,s} - p_a}{R_{e.cl} + \dfrac{1}{16.5 h_c f_{cl}}} \qquad [25]$$

ove si ha il simbolismo:

- $P_{sk,s}$ pressione di saturazione del vapore nelle condizioni della pelle, *kPa*
- R_{cl} resistenza del vestiario, *(m²K)/W*
- $R_{e,cl}$ resistenza evaporativa del vestiario, *(m²K)/W*.

Gagge nel 1980 ha proposto la relazione semplificata:

$$Q_{sk} = h' \left[\left(t_{sk} + 16.5 w i_m p_{sk,s} \right) - \left(t_0 + 16.5 w i_m p_a \right) \right] \qquad [26]$$

ove si pongono:

$$R_t = R_c + \frac{1}{hf_{cl}} \quad , \quad h' = \frac{1}{R_t}$$

$$i_m = \frac{R_{cl} + R_{a,cl}}{\frac{R_{cl}}{i_{cl}} + \frac{R_{a,cl}}{i_a}} \quad , \quad i_a = \frac{h_c}{h_c + h_r}$$

La [26] può essere utilizzata per definire una temperatura *combinata*, t_{com}, che assomma gli effetti della temperatura operativa data dalla [13] e dell'umidità per date condizioni ambientali, cioè si ha:

$$t_{com} + 16.5wi_m p(t_{com}) = t_0 + 16.5wi_m p_a$$

da cui:

$$t_{com} = t_0 + 16.5wi_m p_a - 16.5wi_m p(t_{com}) \qquad [27]$$

ove $p(t_{com})$ è la temperatura del vapore alla temperatura t_{com}.

Si definisce anche un nuovo indice ambientale detto ***Temperatura efficace*** ET* ed è ***la temperatura con 50% di umidità relativa che produce le stesse perdite totali delle condizioni ambientali attuali***, cioè:

$$ET^* = t_0 + 16.5wi_m \left(p_a - 0.5p_{ET^*,s} \right) \qquad [28]$$

ove $p_{ET^*,s}$ è la pressione di saturazione alla temperatura ET*.

3.3 EQUAZIONE DEL BENESSERE DI FANGER

Fanger ha posto l'equazione di bilancio energetico [7] in una forma più utile correlando i singoli termini fisiologici ai parametri termofisici del corpo umano.

In particolare si ha:

$$M(1-\eta) - 0.3A_D\left(2.56t_{sk} - 33.7 - p_{cl}\right) - E_{sk} - 1.7\cdot10^{-3}M(58.5 - p_{cl}) - 1.6\cdot10^{-3}M(34 - t_a) =$$
$$= A_D\frac{t_{sk} - t_{cl}}{0.155I_{cl}} = 3.96\cdot10^{-8}A_D F_{cl}\left[\left(t_{cl}+273\right)^4 - \left(t_{mr}+273\right)^4\right] + h_c A_D F_{cl}(t_{cl} - t_a) \qquad [29]$$

ove vale il seguente simbolismo, oltre quello già indicato in precedenza:

t_{sk} - temperatura media della pelle, °C;
t_{cl} - temperatura media degli indumenti, °C;
t_a - temperatura ambiente, ^{0}C;
A_D - superficie del corpo umano secondo *Du Bois*, espressa in *m²*, data dal l'espressione:

$$A_D = 0.203\cdot P^{0.425}H^{0.725} \qquad [30]$$

con:

P = massa del corpo, kg
H = altezza del corpo, m
V = velocità dell'aria, *m/s*;
E_{sk} = potenza termica per traspirazione, W
h_c = coefficiente di convezione fra gli indumenti e l'ambiente esterno, W/(m ^{2}K);
F_{cl} = rapporto fra superficie coperta e nuda del corpo;
I_{cl} = resistenza termica del vestiario, *1 Clo = 0, 155 (m ^{2}K / W);*
P_a = tensione parziale del vapore nell'aria ambiente, *mbar*.

La resistenza del vestiario è stata catalogata per i casi più comuni, come indicato nella tabella 1b seguente.

Nella [29] si è considerata una emissività media degli abiti pari a ε=0,97.

Il coefficiente di convezione h_c può calcolarsi scegliendo il maggiore fra i due valori dati dalle seguenti relazioni suggerite da *Winslow, Gagge e Herrington*:

$$h_c = 12.09\sqrt{v} \qquad \text{per } 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.09\sqrt{v}$$
$$h_c = 2.38(t_i - t_a)^{0.25} \qquad \text{per } 2.38(t_{cl} - t_a) > 12.09\sqrt{v} \qquad [31]$$
$$F_{cl} = 1.00 + 1.290 I_{cl} \qquad \text{per } I_{cl} < 0{,}078 m^2 \cdot K/W$$
$$F_{cl} = 1.05 + 0.645 I_{cl} \qquad \text{per } I_{cl} > 0{,}078 m^2 \cdot K/W$$

La condizione limite è data dalla velocità di transizione dalla convezione naturale a forzata che avviene a circa v = 0, 1 m/s.

Attività	M	η
	(Met)	
Sonno	41	0,0
Riposo semi sdraiati	47	0,0
Seduti, tranquilli	58	0, 0
In piedi, rilassati	70	0,0
Cammino in piano con velocità:		
3,2 km/h	116	0,0
4,0 km/h	139	0,0
4,8 km/h	151	0,0
5,6 km/h	186	0,0
6,4 km/h	220	0,0
Cammino in salita 5%		
1,6 km/h	139	0,07
3,2 km/h	232	0,1
6,4 km/h	354	0,1
Cammino in salita 25% con velocità:		
1,6 km/h	209	0,2
3,2 km/h	389	0,2
Lavoro di falegnameria: sega elettrica	104 - 128	0 0
sega a mano	232 - 278	0,1 - 0,2
pialla	325 - 371	0,1 - 0,2
Martello pneumatico	174 - 197	0,0 - 0,1
Lavoro in fonderia	290 - 406	0,1 - 0,2
Meccanico automobili	128 - 174	0,0 - 0,1
Pulizia della casa	116 - 197	0,0 - 0,1
Lavare e stirare	116 - 209	0,0
Lavare le stoviglie	93	0,0
Cucinare	93 - 116	0,0
Guidare: auto (traffico leggero)	58	0,0
auto (traffico pesante)	116	0,0
moto	116	0,0
camion	186	0,1
Lavoro in negozio	116	0,0 - 0,1
Insegnamento	93	0,0
Scrivere a macchina elettrica	58	0,0
Scrivere a macchina meccanica	70	0,0
Contabilità	70	0,0
Disegnare	64 - 75	0,0
Lavoro di ufficio generico	64 - 75	0,0

Attività di laboratorio	81 - 104	0,0
Spingere una carriola da 57 kg a 4,5 km/h	145	0,2
Spostamento di sacchi da 50 kg	232	0,2
Spalare e zappare	232 - 348	0,1 - 0,2
Lavoro in industria meccanica:		
leggero	116 - 139	0,0 - 0,1
pesante	203 - 261	0,0 - 0,1
Ballo	139 - 255	0,0
Ginnastica	174 - 232	0,0 - 0,1
Tennis singolo	209 - 267	0,0 - 0,1
Pallacanestro	290 - 441	0,0 - 0,1
Lotta	406 - 505	0,0 - 0,1

Tabella 12: Valori dell'attività metabolica

Tipo di abbigliamento	***Resistenza I_{cl} (Clo)***	***Ricoprimento f_{cl}***
Corpo Nudo	0,0	1,0
Pantaloni corti	0,1	1,0
Tipica tenuta tropicale (*pantaloni corti, camicia a maniche corte, calzini e sandali)*	0,3 - 0,4	1,05
Tenuta maschile estiva (*pantaloni lunghi leggeri, camicia a maniche corte, calze e scarpe)*	0,5	1,1
Tenuta da lavoro leggera (*Pantaloni da lavoro, camicia di cotone, calze scarpe)*	0,6	1,1
Tenuta militare da fatica (*Biancheria leggera, pantaloni e camicia di cotone calze, scarponi)*	0,7	1,1
Vestito maschile (*Pantaloni e giacca, camicia e cravatta, biancheria, calze e scarpe)*	1,0	1,15
Vestito maschile + impermeabile di cotone	1,5	1,15
Tenuta sportiva (*Pantaloni e camicia di cotone, T-shirt, calze, scarpe e giubbetto)*	0,9	1,15
Vestito maschile pesante (*Pantaloni, gilet e giacca, camicia e cravatta, maglia a maniche lunghe, calze di lana, scarpe)*	1,5	1,15 - 1,20
Vestito maschile pesante + cappotto	2,0	1,3
Tenuta polare	3,0 - 4,0	1,3 - 1,5
Tenuta femminile invernale (*Gonna di lana, camicia di cotone, golf, calze, stivali, biancheria)*	1,0	1,1
Tenuta femminile estiva (*Gonna e camicia di cotone, biancheria, sandali)*	0,8	1,05

Tabella 13: Resistenza del vestiario

3.4 CONDIZIONI PER IL BENESSERE TERMICO.

La relazione [29] stabilisce un semplice bilancio energetico che deve essere rispettato in condizione di regime stazionario. Essa può teoricamente essere soddisfatta per qualsivoglia valore del la temperatura della pelle e del regime di sudorazione, cioè dalla coppia t_{sk} ed E_{sk}, ma ciò non significa affatto che questi corrispondano a condizioni di benessere fisiologico per l'uomo.

D'altra parte t_{sk} ed E_{sk} sono le sole variabili di *controllo fisiologico* che influenzano il bilancio termico; per una data persona con un assegnato livello di attività, con un dato tipo di vestiario e con date condizioni ambientali, occorre che la coppia suddetta soddisfi anche le condizioni di termoregolazione del corpo umano e che quindi varino entro limiti molto modesti e tali da man tenere ragionevolmente costante la temperatura corporea interna. Gli studi sperimentali effettuati dal dott.

Fanger, prevalentemente presso l'Università di Stato del Kansas (USA) su una vasta platea di individui di ambo i sessi e di varia età, hanno portato a scrivere i seguenti legami funzionali:

$$t_{sk} = 35.7 - 0.0275\frac{P_t}{A_D} \quad , \ (°C)$$

$$E_{sk} = 0.42 A_D\left(\frac{P_t}{A_D} - 58.15\right) \quad , \ (W) \qquad [32]$$

In definitiva le equazioni [29]÷[32] costituiscono condizione necessaria e sufficiente per ottenere le condizioni di benessere in regime stazionario.

Sostituendo i suddetti valori delle variabili fisiologiche nell'equazione di bilancio [29] si ottiene una equazione doppia detta di "*comfort*" o di Fanger.

L'equazione complessiva è del tipo:

$$f\left(\frac{P_t}{A_D}, I_{cl}, t_a, t_{mr}, p_{cl}, v, t_{sk}, \frac{E_{sk}}{A_D}\right) = 0 \qquad [33]$$

con la quale, assegnato il livello di attività (ovvero M e Pt), il tipo di indumento (ossia, t_{cl} ed I_{cl}) e le condizioni termoigrometriche ambientali (cioè due fra le variabili t_{cl}, t_{mr}, P_t, v), è possibile determinare i valori delle variabili ambientali restanti che assicurano il benessere termico.

Ci si può chiedere se i valori di comfort di t_{sk} ed E_{sk} per un dato livello di attività, P_t, dipenda da particolari combinazioni di vestiario e di variabili ambientali, ma recenti studi effettuati in Danimarca (*Andersen* e *Olesen*) hanno dimostrato che non si hanno differenze significative al variare delle possibili combinazioni. Sono stati effettuati studi sull'influenza della localizzazione geografica, dell'età, del sesso, del peso corporeo, dell'influenza etnica, del tipo di alimentazione, sulla validità dell'equazione del benessere e i risultati sono stati concordi nell'assegnare all'equazione del benessere una validità generale.

3.5 CONSIDERAZIONI SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE AMBIENTALI.

La risoluzione dell'equazione del comfort è certamente complessa se eseguita manualmente ma può essere agevolmente risolta con l'uso di un elaboratore elettronico. Lo stesso *Fanger* ha predisposto alcuni diagrammi che meglio permettono di individuare le condizioni di benessere per assegnate condizioni di lavoro, di vestiario ed ambientali e che possono essere trovati nei manuali specializzati (vedi 0). In questi diagrammi si suppone che la temperatura dell'aria sia eguale a quella media radiante.

Le correzioni da apportare, nel caso in cui questa ipotesi non sia verificata, possono dedursi dalla [29] differenziando rispetto a t_{mr} e valutando i coefficienti di sensitività alle varie condizioni di lavoro. Fanger ha fornito alcuni diagrammi che facilitano questo calcolo prendendo in considerazione le variazioni anche di p_{sk}, v, P_t/A , I_{cl}.

L'andamento delle curve di benessere rivela la modesta importanza dell'umidità relativa (la variazione da 0 a 100% è compensata da una diminuzione della temperatura dell'aria di 1.5÷3 °C) mentre pone in risalto la forte dipendenza della velocità dell'aria, soprattutto ai bassi valori.

Come può osservarsi, per essere in condizioni di comfort termico con attività sedentaria (1 *Met=50 Kcal/h m²=58 W/mq)* occorre avere un vestiario con resistenza pari a 1.5 *Clo*. Più sono leggeri gli abiti e più elevata deve essere l'attività metabolica, a parità di tutto il resto. E' opportuno ricordare che la quasi indipendenza dall'umidità delle curve di benessere è vera solamente in condizioni di regime stazionario. Per alti valori della temperatura ambiente l'umidità relativa influenza molto la sensazione di discomfort. Anche l'esposizione in ambienti con basse umidità è consentita solo in condizioni di equilibrio stazionario, in caso contrario si possono avere pericolose disidratazioni delle mucose e fastidiosi disturbi. Per velocità dell'aria inferiori a 0.1 m/s si hanno condizioni di convezione naturale fra vestiario ed ambiente: in tale ipotesi le condizioni di comfort sono indipendenti dalla velocità v.

Fra 0,2 e 0,3 m/s si ha la maggiore variazione delle condizioni di benessere per le quali si richiede un incremento della temperatura ambiente da 1.5 a 3 ^{0}C. L'influenza del vestiario è tanto più elevata quanto maggiore è l'attività metabolica; ad esempio per un individuo in attività sedentaria la differenza di temperatura fra le condizioni di benessere fra I_i = 0 e I_i =1,5 *Clo* è di circa 8 ^{0}C, mentre se l'attività sale a 150 *Kcal/h m²* = 175 *W/m²* la differenza sale a ben 19 ^{0}C.

3.6 EQUAZIONE DI BILANCIO ENERGETICO IN REGIME TRANSITORIO

La [5] in regime transitorio si scrive nella forma:

$$M-(\pm L)\pm E\pm R\pm C=S \qquad [34]$$

ove, in aggiunta al simbolismo già evidenziato, si indica con *S* (dall'inglese *storage*) l'energia accumulata dal corpo. Nei casi fino ad ora esaminati (condizioni di comfort) si è posto *S=0* e quindi si è supposto sempre valido l'equilibrio termodinamico fra il corpo e l'ambiente esterno (vedi anche la [9]).

Al fine di studiare le condizioni transitorie si sono fatte diverse ipotesi di calcolo. Gagge (1976) propose di considerare il corpo umano come la somma di corpi cilindrici sovrapposti e composti:

- il cilindro interno rappresenta la massa corporea vera e propria (scheletro, muscoli, organi interni);
- il cilindro esterno rappresenta lo strato superficiale del copro, ossia la pelle.

Il modello di *Gagge* presuppone alcune ipotesi operative:

- la temperatura di ciascun cilindro è costante e pari a t_{cr} e t_{sk} rispettivamente;
- la conduzione attraverso lo strato esterno, pelle, è trascurabile;
- il metabolismo, la produzione di lavoro esterno e le perdite per respirazione sono dovute al cilindro interno;
- i due cilindri scambiano calore in modo passivo attraverso il contatto diretto e attraverso il sistema di flusso sanguigno controllato dal sistema di termoregolazione.

Il bilancio transitorio che si può scrivere esprime il fatto fisico che l'accumulo termico eguaglia la differenza fra il flusso di calore entrante e quello uscente.

Per il modello a due cilindri si ha, per lo strato interno (*core*):

$$S_{cr}=M-L-\left(C_{res}+E_{res}\right)-Q_{cr-sk} \qquad [35]$$

e per lo strato esterno (*skin*):

$$S_{sk}=Q_{cr-sk}-\left(C+R+E_{sk}\right) \qquad [36]$$

Nelle precedenti equazioni si indicano con S_{cr} e con S_{sk} gli accumuli termici nel *core* e nella pelle (*skin*) e Q_{cr-sk} rappresenta il calore trasportato dal core (interno) verso la pelle (esterna) sia per conduzione attraverso i tessuti corporei che attraverso la convezione attraverso il flusso sanguigno.

Tutte le grandezze sono espresse in W/m^2.

L'accumulo di calore nel corpo equivale ad un incremento della sua energia interna e pertanto possiamo scrivere, per ciascuno strato, che l'accumulo è pari al prodotto della capacità termica degli strati per la variazione nel tempo della temperatura:

$$S_{cr}=\left(1-\alpha\right)\frac{mc_{p,b}}{A_D}\frac{dt_{cr}}{d\tau} \qquad [37]$$

$$S_{sk}=\alpha m\frac{c_{p,b}}{A_D}\frac{dt_{sk}}{d\tau} \qquad [38]$$

ove si ha il simbolismo:

α frazione della massa corporea concentrata nello strato superficiale (cioè nella pelle). Questa frazione si assume variabile con la portata sanguigna per l'ipotesi fatta da Gagge di temperatura costante nei due strati;

m massa corporea, *kg;*

$c_{p,b}$ calore specifico del corpo (=3.49 *kJ/(kg.K)*;

τ il tempo, *s*.

La massa relativa della pelle, α, dipende dal flusso di sangue che fluisce verso la superficie ($\dot{m}_{bl}$) e può essere calcolata mediante la relazione:

$$\dot{m}_{bl} = \left[\left(6.3 + 200W_{sig}\right)/\left(1 + 0.5C_{sig}\right)\right]/3600 \qquad [39]$$

ove $\dot{m}_{bl}$ è espresso in *kg/(m².s)* ed è limitata nell'intervallo:

$$1.4.1^{-4} < \dot{m}_{bl} < 2.5.\ 10^{-2}$$

ed inoltre, per il sistema di termoregolazione, si hanno:

- W_{sig} il segnale di caldo dal *core* pari a 0 se $t_{cr} \leq$ 33.7 °C e t_{cr}- 33.7 °C se t_{cr}>33.7 °C;
- C_{sig} il segnale di freddo dal *core* pari a 0 se $t_{cr} \geq$ 33.7 °C e t_{cr}- 33.7 °C se t_{cr}<33.7 °C.

Mediante opportuni codici di calcolo si possono simulare le condizioni operative (M, L, η) ed ambientali (t_{sk}, t_{cl}, v, I_{cl},…) ed ottenere l'andamento dell'accumulo nei due strati.

3.7 LA REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA CORPOREA

La temperatura ottimale, detta anche *neutra* cioè tali da richiedere interventi da parte del sistema di termoregolazione, per i due strati (pelle e core) sono state studiate in laboratorio e poste pari ai valori:

$$t_{sk,n} = 33.7°C$$
$$t_{cr,n} = 36.8°C$$

Il sistema di termoregolazione entra in funzione non appena i *termoricettori* situati sulla pelle indicano variazioni della temperatura superficiale o interna di qualche decimo di grado centigrado rispetto ai valori neutri.

In particolare i ricettori hanno funzioni specifiche per misurare le variazioni di temperatura in aumento e in diminuzione (*crioricettori*).

Al sistema centrale di termoregolazione arrivano cinque segnali che innescano poi i processi di regolazione veri e propri. Questi segnali sono:

- $W_{sig.cr}$ Segnale di caldo proveniente dal core,
- $C_{sig.cr}$ Segnale di freddo proveniente dal core,
- $W_{sig.sk}$ Segnale di caldo proveniente dalla pelle,
- $C_{sig.sk}$ Segnale di freddo proveniente dalla pelle,
- $W_{sig,b}$ Segnale di caldo proveniente dall'intero corpo (*body*)

Questi segnali vengono attivati a seconda che la temperatura dello strato interessato salga (reazione al caldo) o scenda (reazione al freddo) rispetto ai valori neutri sopra indicati.

La temperatura del corpo intero (detta di *body*) è data dalla combinazione delle due temperature degli strati esterno ed interno secondo la relazione:

$$t_b = \alpha t_{sk} + \left(1 - \alpha\right) t_{cr} \qquad [40]$$

La frazione α varia con il valore del flusso sanguigno secondo la relazione:

$$\alpha = 0.0418 + 0.745/\left(3600\dot{m}_{bl} + 0.585\right) \qquad [41]$$

I valori si α variano durante le fasi di termoregolazione: all'equilibrio termico si ha α=0.2, se si ha surriscaldamento corporeo allora la portata cresce e si ha α=0.1 (lo strato esterno è più accoppiato a quello interno) mentre nel caso di raffreddamento corporeo si ha una diminuzione della portata di sangue e si ha α=0.33 (lo strato superficiale è meno legato a quello interno).

I meccanismi si termoregolazione per reazione al freddo e al caldo sono essenzialmente i seguenti, a seconda dei segnali di termoregolazione:

- *Regolazione vasomotoria*: se arrivano i segnali $C_{sig\text{-}cr}$ e $C_{sig\text{-}sk}$ allora in una prima fase si ha una diminuzione di portata di sangue allo strato superficiale in modo da accrescere la resistenza termica della pelle e quindi facendo diminuire le perdite di calore verso l'esterno. I due strati scambiano calore passivamente e tramite circolazione sanguigna secondo la relazione:

$$Q_{cr\to sk} = \left(K + c_{p,bl}\dot{m}_{bl}\right)\left(t_{cr} - t_{sk}\right) \qquad [42]$$

ove K è la conduttanza fra il core e la pelle (5.28 W/(m²K)) e $c_{p,bl}$ è il calore specifico del sangue pari a 4.187 kJ(kgK). La regolazione vasomotoria funziona anche nel caso di segnali $W_{sig\text{-}cr}$ e $W_{sig\text{-}sk}$ ma con segno opposto al caso di reazione al freddo.

- *Regolazione evaporativa:* con i segnali $W_{sig\text{-}cr}$ e $W_{sig\text{-}sk}$ si attiva, qualora la regolazione vasomotoria non sia più sufficiente a garantire l'equilibrio termico del corpo, un sistema complesso evaporazione superficiale della sudorazione aggiuntiva. L'attività delle ghiandole sudorifere può essere valutata mediante la relazione:

$$\dot{m}_{rsw} = 4.7\cdot 10^{-5} W_{sig-b}\cdot e^{W_{sig-sk}/10.7} \qquad [43]$$

Le perdite di calore per evaporazione, E_{rsw} sono date da: $E_{rsw} = \dot{m}_{rsw}\cdot h_{fg}$ ove l'entalpia di vaporizzazione risulta pari a $h_{fg}=2430\ kJ/kg$ a 30 °C.

- *Regolazione mediante brividi*: Quando la regolazione vasomotoria per i segnali $C_{sig\text{-}cr}$ e $C_{sig\text{-}sk}$ non è capace di mantenere la temperatura degli strati entro certo limiti (t_{cr}<35 °C) allora interviene un altro meccanismo di regolazione: vengono attivati movimenti muscolari rapidi (*brividi*) che hanno lo scopo di aumentare il lavoro esterno e quindi di produrre un riscaldamento corporeo con l'incremento del metabolismo. Il meccanismo dei brividi può incrementare il metabolismo fino altre volte il valore normale per attività sedentaria. Si osserva che questo meccanismo richiede la contemporanea presenza dei due segnali (dalla pelle e dal core) e il metabolismo è legato ad essi dalla relazione:

$$M_{briv} = 19.4\cdot C_{sig-sk}\cdot C_{sig-cr} \qquad [44]$$

Il metabolismo totale è dato dalla somma di due valori, quello dovuto all'attività esercitata, M_{att}, e quello dei brividi, M_{briv}.:

$$M = M_{att} + M_{briv} \qquad [45]$$

Il valore del metabolismo per data attività dipende dal consumo di ossigeno, dal rapporto respiratorio[14] RR e dalla superficie di Du Bois secondo la relazione:

$$M_{att} = 352\left(0.23RR + 0.77\right)V_{O_2}/A_D \qquad [46]$$

in W/m². La portata di ossigeno, V_{O2}, , deve essere valutata a 0°C e 101 *kPa* ed espressa in L/min. I valori di portata di ossigeno variano con l'attività svolta secondo la seguente tabella sperimentale:

Attività svolta	Ossigeno Consumato (L/min)	Battiti cardiaci (batt/min)
Lavoro leggero	< 0.5	< 90
Lavoro moderato	0.5 ÷ 1.0	90 ÷ 110
Lavoro pesante	1.0 ÷ 1.5	110 ÷ 130
Lavoro molto pesante	1.5 ÷ 2.0	130 ÷ 150
Lavoro estremamente pesante	> 2.0	150 ÷ 170

Tabella 14: Ossigeno consumato in funzione dell'attività

I meccanismi di termoregolazione funzionano fino a quando la temperatura interna resta inferiore a 42 °C (reazione al caldo) e superiore ai 33 °C (reazione al freddo).

Al di là di questi valori la termoregolazione corporea non può più agire e l'organismo si avvia alla morte.

---

[14] Esso è il rapporto fra la portata molare di CO_2 esalata rispetto alla portata molare di O_2 inspirata.

3.8 ABACHI E CURVE DEL BENESSERE DI FANGER

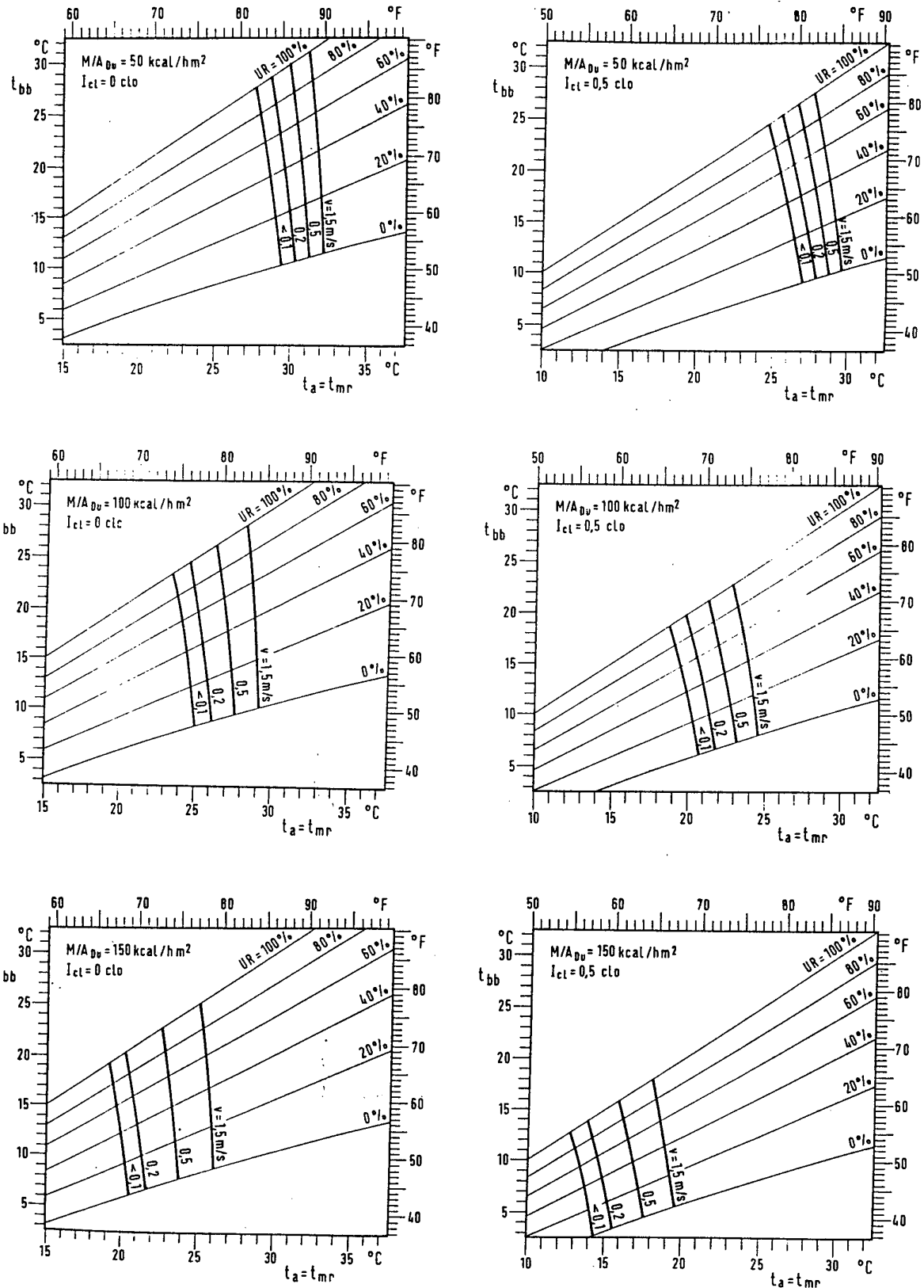



Tabella 15: Curve del benessere di Fanger per varie attività e vestiario 0 e 0,5 Clo

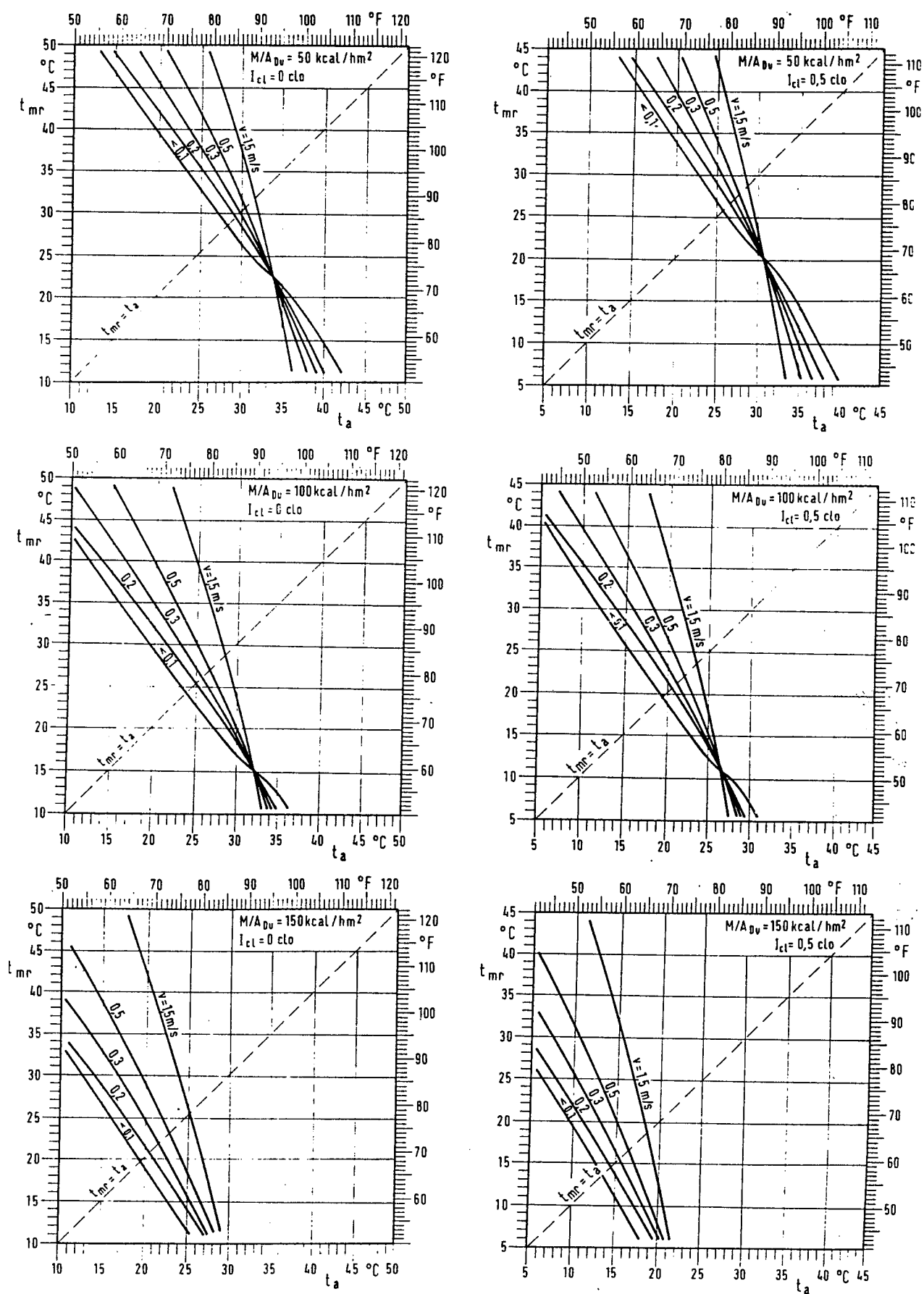



Tabella 16: Correzioni per t_a diversa dalla t_{mr} – 1° Parte

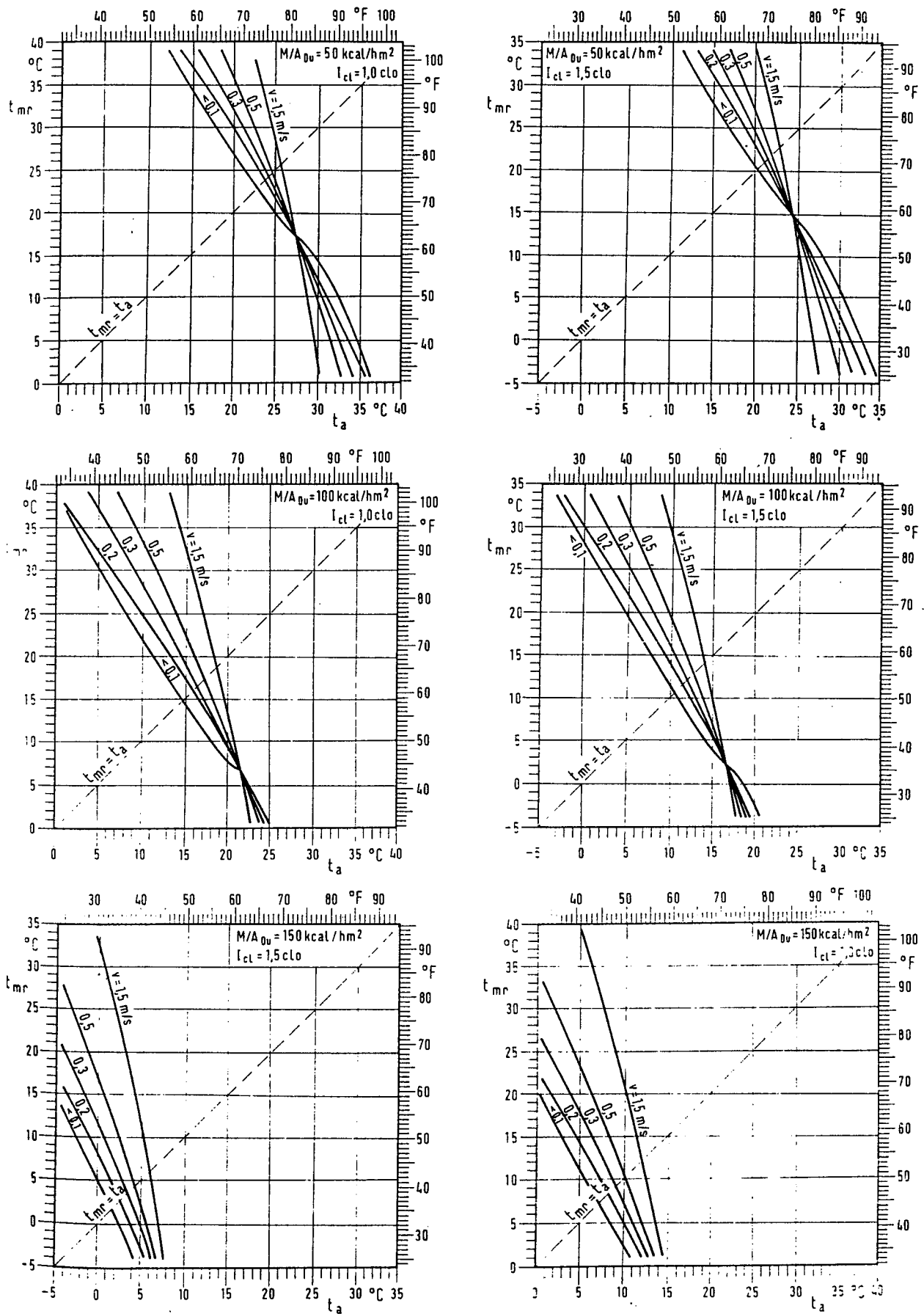



Tabella 17: Correzioni per t_a diversa dalla t_{mr} – 2°Parte

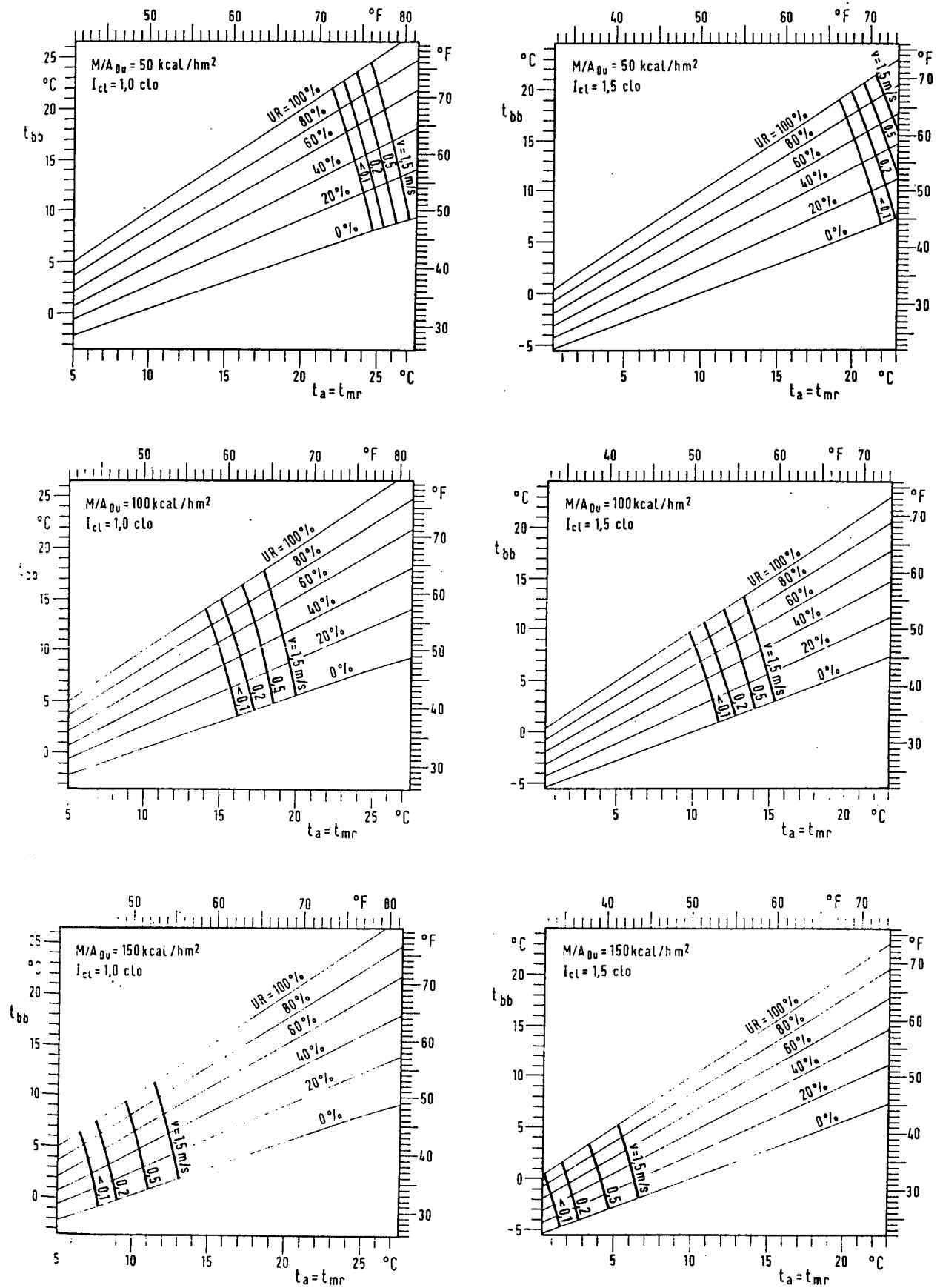



Tabella 18: Curve del benessere di Fanger per varie attività e vestiario 1 e 15 Clo

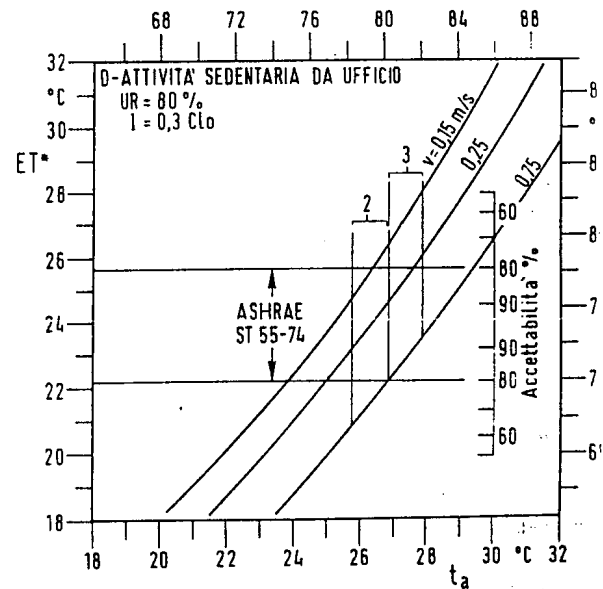
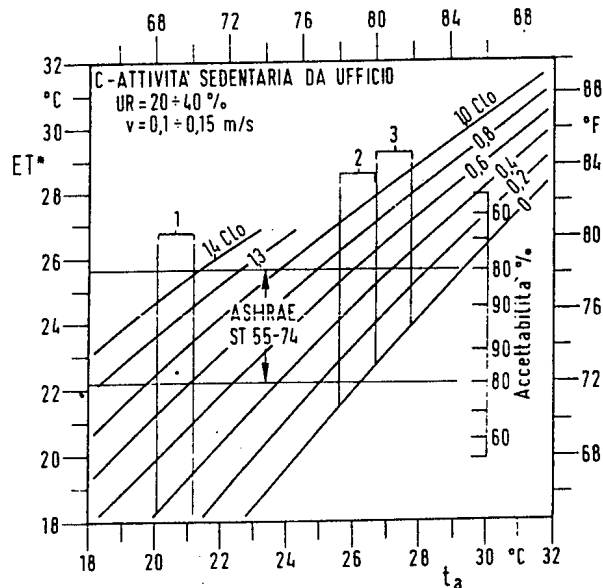
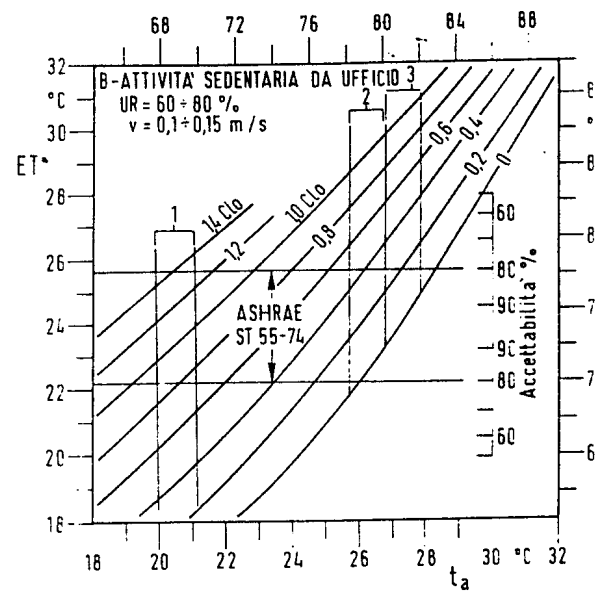
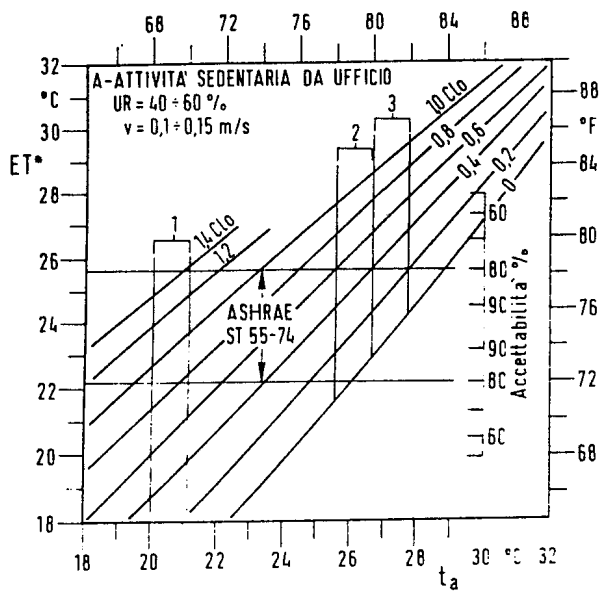
Tabella 19: Influenza della velocità dell'aria e del vestiario

Influenza dell'abbigliamento e della velocità dell'aria sulle condizioni di benessere
1: raccomandazioni F.E.A. (Federal Energy Agency) per l'inverno
2: raccomandazioni F.E.A. per l'estate
3: raccomandazioni F.E.A. allargate per l'estate

*Tabella 20: Influenza dell'abbigliamento e della velocità dell'aria su ET**

3.8.1 IL NUOVO DIAGRAMMA ASHRAE DEL BENESSERE.

Il primo diagramma del benessere presentato nel 1923 da *Yaglou* e *Hougton* è stato modificato dalla *ASHRAE* nel corso degli ultimi cinquant'anni. Lo stesso *Yaglou* nel 1947 ne ha mostrato alcuni difetti.

Nel 1950 *Koch, Jennings* e nel 1960 *Hunfreys* hanno mostrato la *scarsa influenza dell'umidità* (almeno fino a valori inferiori al 60% e temperatura a bulbo secco di 18 ^{0}C; i loro studi furono proseguiti nel 1966 da *Nevins* e i suoi collaboratori presentando una nuova carta del benessere. I risultati dei lavori precedenti sono illustrati nel nuovo diagramma *ASHRAE* di figura seguente.

Nella lettura ed utilizzo di questo abaco è da tenere presente che lo standard 45% ÷ 55% di umidità relativa si applica generalmente per media attività e vestiario con resistenza compresa fra 0, 8 ÷ 1 ,0 *Clo*, mentre l'inviluppo di *Nevins* (della *Kansas State University*) si riferisce a persone in attività sedentaria e vestiario con 0,6 ÷ 0,8 Ciò pertanto è più indicato per valutare le condizioni di comfort ambientale per soggetti vestiti leggeri e con bassa attività metabolica (lavoro di ufficio).

L'area di sovrapposizione delle due zone è caratterizzata dai seguenti valori:

- temperatura bulbo umido : 24.5 ^{0}C;
- umidità relativa 40 % (*range* 20 ÷60%);
- velocità dell'aria 0,23 m/s

L'uso del diagramma *ASHRAE* non è consigliabile per condizioni diverse da quelle sopra indicate. Un confronto dei risultati ottenuti da *Fanger* con quelli di *Nevins* e *Mc Nall* è data in figura seguente (*nuovo diagramma del benessere*); per alcuni livelli di attività (da sedentaria (58 W/m^2) ad elevata (155 W/m^2) e per una resistenza del vestiario pari a 0,6 *Clo*.

Per attività sedentaria l'accordo è ottimo, mentre per valori elevati si hanno disaccordi al di fuori della zona intermedia dell'umidità relativa (40%÷50%) in quanto le curve di *Mc Nall* (della KSU) sono meno sensibili all'umidità relativa.

Ciò è anche dovuto al fatto che *Nevins* e *Mc Nall* hanno trovato sperimentalmente una scarsa influenza all'umidità relativa mentre l'equazione dei comfort di *Fanger* ne considera gli effetti (anche se limitati).

Va osservato che sebbene gli studi dl *Nevins* siano sperimentali, con una osservazione su ben 720 soggetti, i risultati si applicano solamente a valori e alle variabili sperimentali.

Il diagramma del benessere *ASHRAE* (*Standard 55-92)* vale per attività sedentaria (1÷1.2 *Met*), a velocità dell'aria inferiore a 0.17 m/s ed un abbigliamento avente resistenza del vestiario di 0.5÷0.7 *Clo.*

Nel diagramma del benessere di Figura 14 è indicata la scala della *nuova temperatura effettiva*, ET^*, definita come la temperatura a bulbo secco di una cavità nera col 50% di umidità relativa in cui un individuo scambia una quantità di energia pari a quella nell'ambiente considerato.

Il campo di accettabilità è definito da temperature ET^* comprese fra 22 e 25.5 °C e da valori di pressione parziale del vapore d'acqua compresi tra 4 e 14 *mmHg* (corrispondenti, per le temperature considerate, a valori di umidità relativa nell'intervallo 20÷65%.

Nella stessa figura si hanno anche le curve di benessere secondo Fanger, linee punteggiate, per v=0.1÷0.15 m/s e tre tipi di abbigliamento (leggero, medio, pesante). Infine è riportata, a tratto e punto, anche la zona di comfort proposta da *Givoni* nella sua *carta bioclimatica.*

3.9 PREVISIONE DELLE CONDIZIONI DI BENESSERE.

L'uso dei diagrammi mostrati in precedenza presuppone che le condizioni di comfort possano valere per tutte le persone che occupano un determinato ambiente, ma nella realtà il giudizio di benessere non può affatto considerarsi uniforme. Una misura della sensazione termica può essere ottenuta mediante la scala di valutazione *ASHRAE* a sette valori, vedi Tabella 21.

Si assume, inoltre, che la sensazione termica, per un dato livello di attività metabolica, sia funzione del carico termico L (o accumulo) del corpo, definito come differenza fra la produzione di calore interna e le perdite verso l'ambiente esterno.

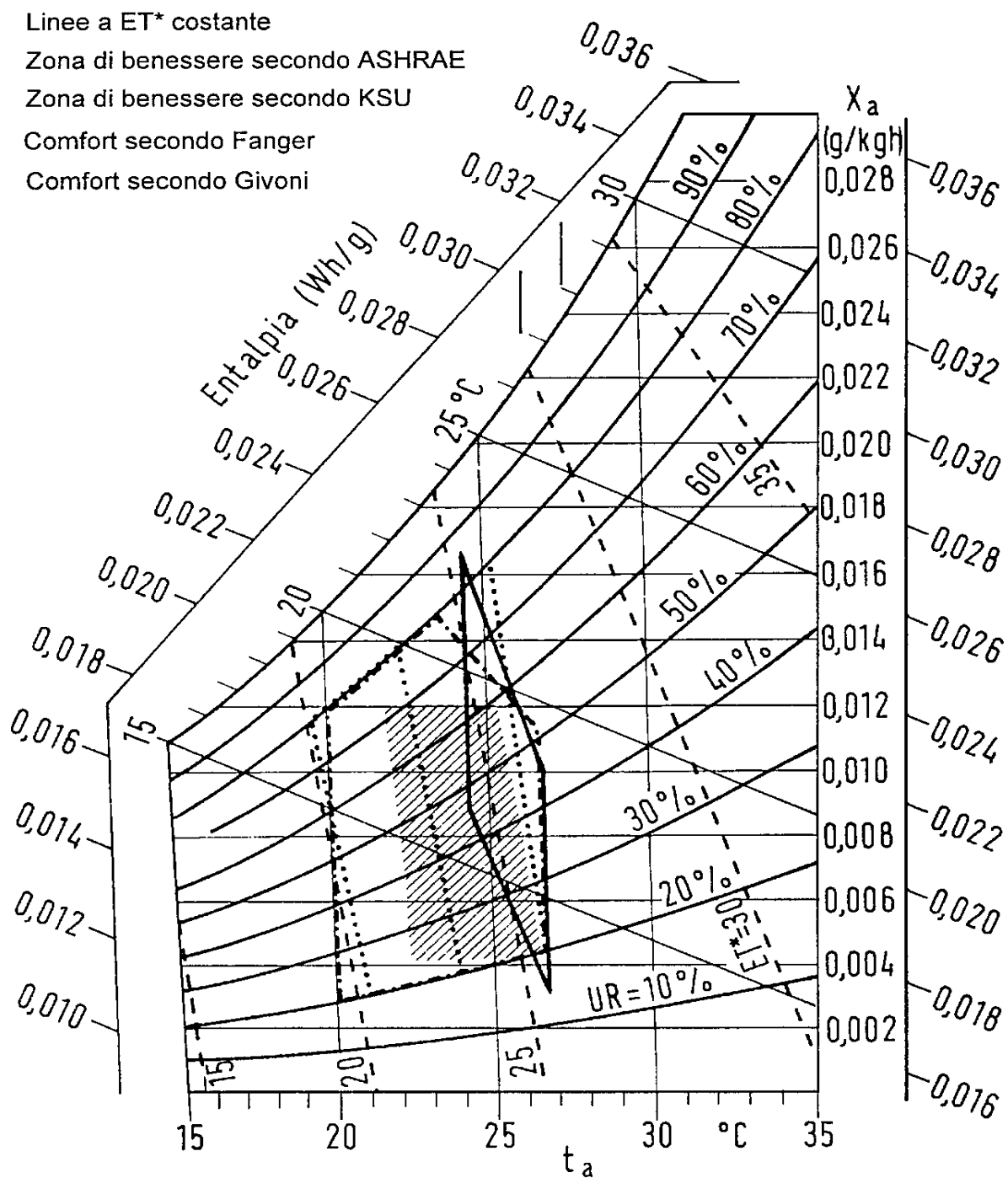



Figura 14: Nuovo diagramma del benessere di Fanger, KSU e Givoni

-3	freddo
-2	fresco
-1	leggermente fresco
0	neutro
+1	leggermente caldo 1
+2	caldo
+3	molto caldo

Tabella 21: Scala dei giudizi del comfort termico

Utilizzando le relazioni precedentemente indicate [9] e [12] si ha che il carico termico per unità di area è:

$$L = \frac{M(1-\eta)}{A_D} - 0.3\left(57.7 - 0.07\frac{M}{A_D}(1-\eta) - p_{cl}\right) - 0.42\left[\frac{M}{A_D}(1-n) - 58\right] - 0.0017\frac{M}{A_D}(58.5 - p_{cl})$$
$$- 0.0016(34 - t_a) - 3.96\cdot 10^{-8} F_{cl}(T^4{}_{cl} - T^4{}_{mr}) - h_c F_{cl}(t_{cl} - t_a)$$

ove t_{cl} è data dalla risoluzione dell'equazione ricorsiva:

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275\frac{M}{A_D}(1-\eta) - 0.155 I_{cl}\left[3.96\cdot 10^{-8} F_{cl}(T_{cl}{}^4 - T_{mr}{}^4) + h_c F_{cl}(t_{cl} - t_a)\right]$$

con h_c dato dalla [31] e con T_{cl} e T_{mr} temperature assolute rispettivamente di t_{cl} e t_{mr}.

Il carico termico è proporzionale alla fatica fisiologica del meccanismo di termoregolazione, per cui sembra ragionevole assumere che la sensazione termica, per una data attività, sia correlata a tale fatica. Sì può quindi determinare una relazione analitica che lega il voto medio previsto, VMP, al carico termico L e all'attività metabolica per unità di area:

$$VMP = f\left(L, \frac{M}{A_D}\right) \qquad [47]$$

Dall'osservazione di numerosi risultati sperimentali si è potuto stabilire che vale la relazione:

$$VMP = \left(0.0303^{-0.036M} + 0.0275\right)\cdot L \qquad [48]$$

con: M = *Metabolismo*, W/m^2 ed L = *Carico termico* dato dalla relazione precedentemente scritta, W/m^2. Il valore di VMP è indicato come "*voto medio prevedibile*". La (15) può ancora completarsi sostituendo in essa la relazione del carico termico L sopra scritta.

Ai fini di una corretta previsione delle condizioni di benessere occorre tenere conto del legame fra il *VPM* e la percentuale di insoddisfatti, ossia di coloro che esprimono sempre un voto pari a - 2 o - 3 per le sensazioni di freddo e + 2 e + 3 per quelle di caldo.

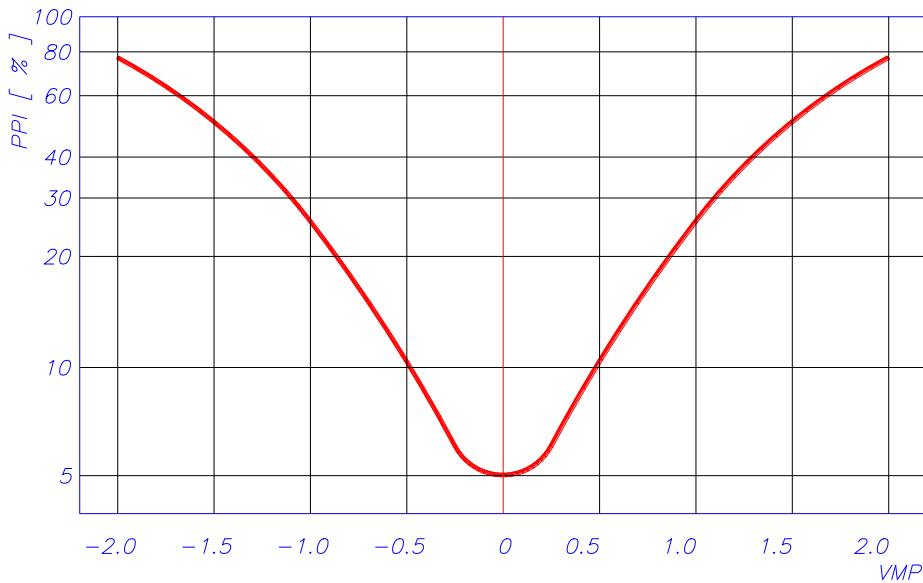



Figura 15: Andamento della percentuale di insoddisfatti al variare del voto medio prevedibile

La curva di Figura 15 seguente permette di prevedere la percentuale di insoddisfatti (*PPD*) in funzione del voto medio prevedibile (*VMP*). E opportuno osservare che anche per le condizioni di neutralità (voto 0) si ha sempre almeno il 5% di insoddisfatti.

Le condizioni di benessere, quindi, per quanto ottimizzate non potranno mai essere valide per tutti gli occupanti ma dovranno tendere ad avere il minimo di insoddisfatti.

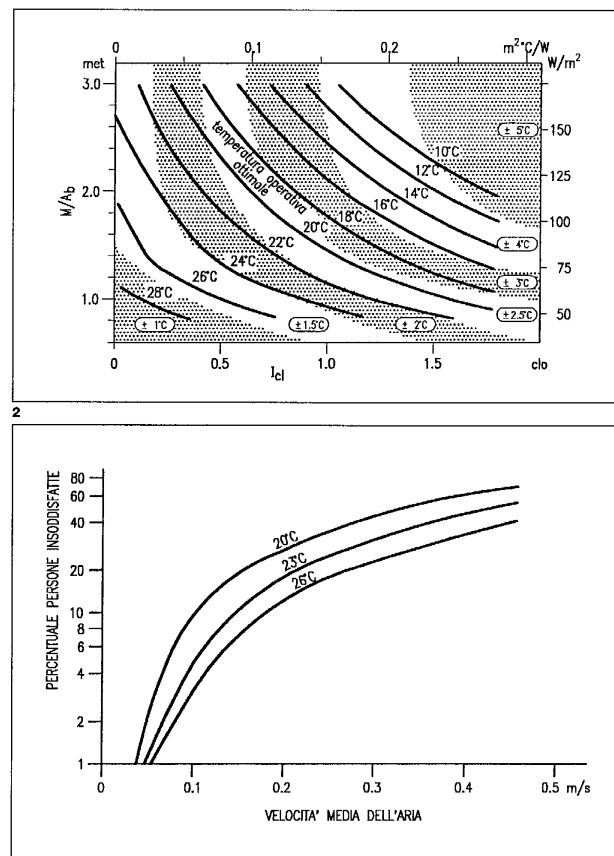



Figura 16: Condizioni di benessere (M/A_D, I_{cl}) e della PPD al variare della velocità media dell'aria.

Nei casi pratici è tollerabile una percentuale dì insoddisfatti del 5, 7% corrispondente ad un voto medio prevedibile compreso fra - 0, 35 e 0, 35.

Nella precedente Figura 16 si hanno, in alto, le curve di benessere al variare dell'attività metabolica (*Met*) e della resistenza del vestiario, mentre in basso si hanno le curve relative alle *PPD* al variare della velocità media dell'aria e della temperatura ambiente. Nella tabella seguente si ha il legame fra gli indici di *VMP* e *PPD*.

Variazioni individuali

Le condizioni ambientali non sono mai giudicate soddisfacenti da tutti gli intervistati, pur nelle stesse condizioni di attività metabolica e vestiario. L'ASHRAE definisce il suo nuovo diagramma del comfort sul 90% di accettazione e quindi sul 10% di insoddisfatti al VMP. In particolare (Fanger, 1982) si definisce la nuova relazione:

$$PPD = 100 - 95e^{\left[-\left(0.03353VMP^4 + 0.2179VMP^2\right)\right]} \qquad [49]$$

ove per insoddisfatto si definisce chiunque esprima un voto compreso fra –1 e + 1, compreso lo zero. Questa relazione è rappresentata nella curva di Figura 15. Si osservi che imponendo *VMP*=0 si ha sempre una *PPD* pari a ± 5%.

3.9.1 INFLUENZA DELLA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

La velocità dell'aria influenza la percentuale di insoddisfatti e si presenta come una delle maggiori cause di disturbo che portano a richiedere o l'innalzamento della temperatura ambiente o addirittura lo spegnimento dell'impianto di climatizzazione.

Fanger e *Christiansen* (1985) hanno cercato di studiare in modo approfondito il problema pervenendo all'abaco di Figura 17 nella quale si ha la percentuale di insoddisfatti in funzione della velocità dell'aria al variare della temperatura dell'aria ambiente. La temperatura dell'aria ha notevole influenza sulla percentuale di insoddisfatti ed è stata notata anche una sostanziale differenza nella sensibilità degli uomini e delle donne rispetto alla velocità dell'aria.

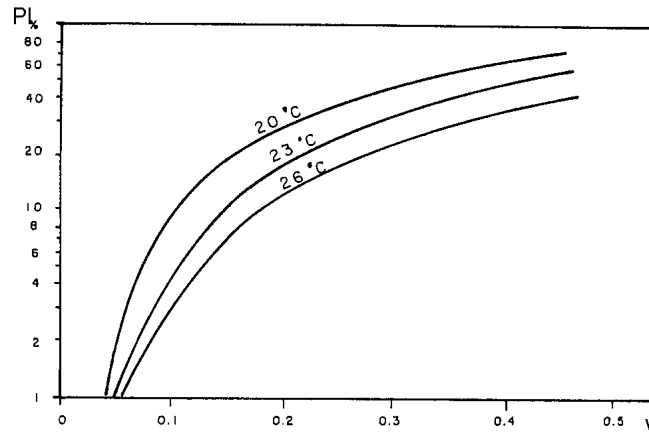



Figura 17: Percentuale di insoddisfatti in funzione della velocità dell'aria

Le curve di Figura 17 valgono solamente per persone normalmente vestite in attività leggera o sedentaria. Per livelli di attività superiori si manifesta una minore sensibilità alla velocità dell'aria. Nel 1987 *Fanger* ha proposto la seguente relazione per predire la percentuale di insoddisfatti al variare della turbolenza dell'aria:

$$PI = 3.143(34 - t_a)(v - 0.05)^{0.622} + 0.3696(34 - t_a)(v - 0.05)^{0.622} vT_u \qquad [50]$$

ove v è la velocità dell'aria in m/s e T_u è l'intensità di turbolenza definita da:

$$T_u = 100\frac{v_{sd}}{v} \qquad [51]$$

con v_{sd} *deviazione standard* della velocità misurata con un anemometro omnidirezionale avente costante di tempo di 0.2 s. Nella [50] per $v < 0.05$ m/s si deve porre $v = 0.05$ m/s e se risulta $PI > 100\%$ porre $PI = 100\%$. L'intensità di turbolenza decresce se la velocità v aumenta. La [50] vale per $20 < t_a < 26$ °C e per $0.05 < v < 0.5$ m/s e per $0 < T_u < 70$ %. In Figura 18 si ha una rappresentazione della [50] con PI=15%.

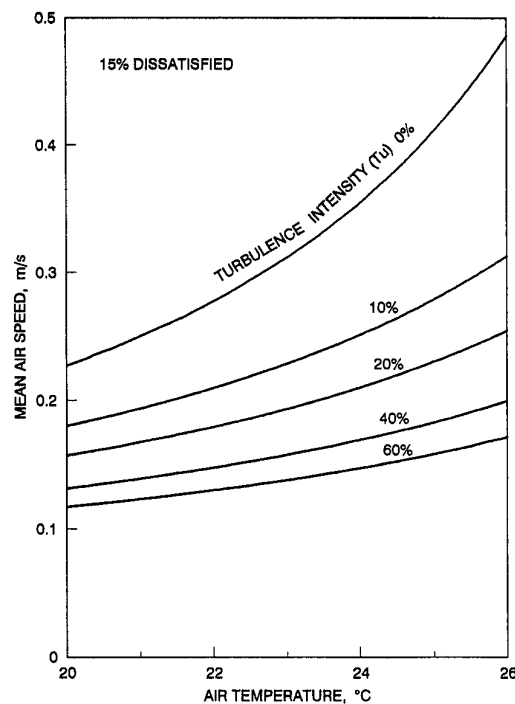



Figura 18: Variazione della temperatura e della velocità dell'aria con PI=15%

I	*Top*			*Va*					
[clo]	*[°C]*			*[m/s]*					
		< 0.10	*0.10*	*0.15*	*0.20*	*0.30*	*0.40*	*0.50*	*1.00*
0	*26*	*- 1.62*	*-1.62*	*-1.96*	*-2.34*				
	27	*-1.00*	*-1.00*	*-1.36*	*-1.69*				
	28	*-0.39*	*-0.42*	*-0.76*	*-1.05*				
	29	*0.21*	*0.13*	*-0.15*	*-0.39*				
	30	*0.80*	*0.68*	*0.45*	*0.26*				
	31	*1.39*	*1.25*	*1.08*	*0.94*				
	32	*1.96*	*1.83*	*1.71*	*1.61*				
	33	*2.50*	*2.41*	*2.34*	*2.29*				
0.25	*24*	*-1.52*	*-1.52*	*-1.80*	*-2.06*	*-2.47*			
	25	*-1.05*	*-1.05*	*-1.33*	*-1.57*	*-1.94*	*-2.24*	*-2.48*	
	26	*-0.58*	*-0.61*	*-0.87*	*-1.08*	*-1.41*	*-1.67*	*-1.89*	*-2.66*
	27	*-0.12*	*-0.17*	*-0.40*	*-0.58*	*-0.87*	*-1.10*	*-1.29*	*-1.97*
	28	*0.34*	*0.27*	*0.07*	*-0.09*	*-0.34*	*-0.53*	*-0.70*	*-1.28*
	29	*0.80*	*0.71*	*0.54*	*0.41*	*0.20*	*0.04*	*-0.10*	*-0.58*
	30	*1.25*	*1.15*	*1.02*	*0.91*	*0.74*	*0.61*	*0.50*	*0.11*
	31	*1.71*	*1.61*	*1.51*	*1.43*	*1.30*	*1.20*	*1.12*	*0.83*
0.50	*23*	*-1.10*	*-1.10*	*-1.33*	*-1.51*	*-1.78*	*-1.99*	*-2.16*	
	24	*-0.72*	*-0.74*	*-0.95*	*-1.11*	*-1.36*	*-1.55*	*-1.70*	*-2.22*
	25	*-0.34*	*-0.38*	*-0.56*	*-0.71*	*-0.94*	*-1.11*	*-1.25*	*-1.71*
	26	*0.04*	*-0.01*	*-0.18*	*-0.31*	*-0.51*	*-0.66*	*-0.79*	*-1.19*
	27	*0.42*	*0.35*	*0.20*	*0.09*	*-0.08*	*-0.22*	*-0.33*	*-0.68*
	28	*0.80*	*0.72*	*0.59*	*0.49*	*0.34*	*0.23*	*0.14*	*-0.17*
	29	*1.17*	*1.08*	*0.98*	*0.90*	*0.77*	*0.68*	*0.60*	*0.34*
	30	*1.54*	*1.45*	*1.37*	*1.30*	*1.20*	*1.13*	*1.06*	*0.86*

0.75	*21*	*-1.11*	*-1.11*	*-1.30*	*-1.44*	*-1.66*	*-1.82*	*-1.95*	*-2.36*
	22	*-0.79*	*-0.81*	*-0.98*	*-1.11*	*-1.31*	*-1.46*	*-1.58*	*-1.95*
	23	*-0.47*	*-0.50*	*-0.66*	*-0.78*	*-0.96*	*-1.09*	*-1.20*	*-1.55*
	24	*-0.15*	*-0.19*	*-0.33*	*-0.44*	*-0.61*	*-0.73*	*-0.83*	*-1.14*
	25	*0.17*	*0.12*	*-0.01*	*-0.11*	*-0.26*	*-0.37*	*-0.46*	*-0.74*
	26	*0.49*	*0.43*	*0.31*	*0.23*	*0.09*	*0.00*	*-0.08*	*-0.33*
	27	*0.81*	*0.74*	*0.64*	*0.56*	*0.45*	*0.36*	*0.29*	*0.08*
	28	*1.12*	*1.05*	*0.96*	*0.90*	*0.80*	*0.73*	*0.67*	*0.48*
1.00	*20*	*-0.85*	*-0.87*	*-1.02*	*-1.13*	*-1.29*	*-1.41*	*-1.51*	*-1.81*
	21	*-0.57*	*-0.60*	*-0.74*	*-0.84*	*-0.99*	*-1.11*	*-1.19*	*-1.47*
	22	*-0.30*	*-0.33*	*-0.46*	*-0.55*	*-0.69*	*-0.80*	*-0.88*	*-1.13*
	23	*-0.02*	*-0.07*	*-0.18*	*-0.27*	*-0.39*	*-0.49*	*-0.56*	*-0.79*
	24	*0.26*	*0.20*	*0.10*	*0.02*	*-0.09*	*-0.18*	*-0.25*	*-0.46*
	25	*0.53*	*0.48*	*0.38*	*0.31*	*0.21*	*0.13*	*0.07*	*-0.12*
	26	*0.81*	*0.75*	*0.66*	*0.60*	*0.51*	*0.44*	*0.39*	*0.22*
	27	*1.08*	*1.02*	*0.95*	*0.89*	*0.81*	*0.75*	*0.71*	*0.56*
1.25	*16*	*-1.37*	*-1.37*	*-1.51*	*-1.62*	*-1.78*	*-1.89*	*-1.98*	*-2.26*
	18	*-0.89*	*-0.91*	*-1.04*	*-1.14*	*-1.28*	*-1.38*	*-1.46*	*-1.70*
	20	*-0.42*	*-0.46*	*-0.57*	*-0.65*	*-0.77*	*-0.86*	*-0.93*	*-1.14*
	22	*0.07*	*0.02*	*-0.07*	*-0.14*	*-0.25*	*-0.32*	*-0.38*	*-0.56*
	24	*0.56*	*0.50*	*0.43*	*0.37*	*0.28*	*0.22*	*0.17*	*0.02*
	26	*1.04*	*0.99*	*0.93*	*0.88*	*0.81*	*0.76*	*0.72*	*0.61*
	28	*1.53*	*1.48*	*1.43*	*1.40*	*1.34*	*1.31*	*1.28*	*1.19*
	30	*2.01*	*1.97*	*1.93*	*1.91*	*1.88*	*1.85*	*1.83*	*1.77*
1.50	*14*	*-1.36*	*-1.36*	*-1.49*	*-1.58*	*-1.72*	*-1.82*	*-1.89*	*-2.12*
	16	*-0.94*	*-0.95*	*-1.07*	*-1.15*	*-1.27*	*-1.36*	*-1.43*	*-1.63*
	18	*-0.52*	*-0.54*	*-0.64*	*-0.72*	*-0.82*	*-0.90*	*-0.96*	*-1.14*

	20	*-0.09*	*-0.13*	*-0.22*	*-0.28*	*-0.37*	*-0.44*	*-0.49*	*-0.65*
	22	*0.35*	*0.30*	*0.23*	*0.18*	*0.10*	*0.04*	*0.00*	*-0.14*
	24	*0.79*	*0.74*	*0.68*	*0.63*	*0.57*	*0.52*	*0.49*	*0.37*
	26	*1.23*	*1.18*	*1.13*	*1.09*	*1.04*	*1.01*	*0.98*	*0.89*
	28	*1.67*	*1.62*	*1.58*	*1.56*	*1.52*	*1.49*	*1.47*	*1.40*

Tabella 22: VMP - livello di attività: 58 W/m^2 (1 Met) - umidità relativa: 50%

Icl	*Top*			*Va*					
[Clo]	*[°C]*			*[m/s]*					
		< 0.10	*0.10*	*0.15*	*0.20*	*0.30*	*0.40*	*0.50*	*1.00*
0	*24*	*-1.14*	*-1.14*	*-1.35*	*-1.65*				
	25	*-0.72*	*-0.72*	*-0.95*	*-1.21*				
	26	*-0.30*	*-0.30*	*-0.54*	*-0.78*				
	27	*0.11*	*0.11*	*-0.14*	*-0.34*				
	28	*0.52*	*0.48*	*0.27*	*0.10*				
	29	*0.92*	*0.85*	*0.69*	*0.54*				
	30	*1.31*	*1.23*	*1.10*	*0.99*				
	31	*1.71*	*1.62*	*1.52*	*1.45*				
0.25	*22*	*-0.95*	*-0.95*	*-1.12*	*-1.33*	*-1.64*	*-1.90*	*-2.11*	
	23	*-0.63*	*-0.63*	*-0.81*	*-0.99*	*-1.28*	*-1.51*	*-1.71*	*-2.38*
	24	*-0.31*	*-0.31*	*-0.50*	*-0.66*	*-0.92*	*-1.13*	*-1.31*	*-1.91*
	25	*0.01*	*0.00*	*-0.18*	*-0.33*	*-0.56*	*-0.75*	*-0.90*	*-1.45*
	26	*0.33*	*0.30*	*0.14*	*0.01*	*-0.20*	*-0.36*	*-0.50*	*-0.98*
	27	*0.64*	*0.59*	*0.45*	*0.34*	*0.16*	*0.02*	*-0.10*	*-0.51*
	28	*0.95*	*0.89*	*0.77*	*0.68*	*0.53*	*0.41*	*0.31*	*-0.04*
	29	*1.26*	*1.19*	*1.09*	*1.02*	*0.89*	*0.80*	*0.72*	*0.43*
0.50	*18*	*-1.36*	*-1.36*	*-1.49*	*-1.66*	*-1.93*	*-2.12*	*-2.29*	
	20	*-0.85*	*-0.85*	*-1.00*	*-1.14*	*-1.37*	*-1.54*	*-1.68*	*-2.15*
	22	*-0.33*	*-0.33*	*-0.48*	*-0.61*	*-0.80*	*-0.95*	*-1.06*	*-1.46*
	24	*0.19*	*0.17*	*0.04*	*-0.07*	*-0.22*	*-0.34*	*-0.44*	*-0.76*
	26	*0.71*	*0.66*	*0.56*	*0.48*	*0.35*	*0.26*	*0.18*	*-0.07*
	28	*1.22*	*1.16*	*1.09*	*1.03*	*0.94*	*0.87*	*0.81*	*0.63*
	30	*1.72*	*1.66*	*1.62*	*1.58*	*1.52*	*1.48*	*1.44*	*1.33*

	32	*2.23*	*2.19*	*2.17*	*2.16*	*2.13*	*2.11*	*2.10*	*2.05*
0.75	*16*	*-1.17*	*-1.17*	*-1.29*	*-1.42*	*-1.62*	*-1.77*	*-1.88*	*-2.26*
	18	*-0.75*	*-0.75*	*-0.87*	*-0.99*	*-1.16*	*-1.29*	*-1.39*	*-1.72*
	20	*-0.33*	*-0.33*	*-0.45*	*-0.55*	*-0.70*	*-0.82*	*-0.91*	*-1.19*
	22	*0.11*	*0.09*	*-0.02*	*-0.10*	*-0.23*	*-0.32*	*-0.40*	*-0.64*
	24	*0.55*	*0.51*	*0.42*	*0.35*	*0.25*	*0.17*	*0.11*	*-0.09*
	26	*0.98*	*0.94*	*0.87*	*0.81*	*0.73*	*0.67*	*0.62*	*0.47*
	28	*1.41*	*1.36*	*1.31*	*1.27*	*1.21*	*1.17*	*1.13*	*1.02*
	30	*1.84*	*1.79*	*1.76*	*1.73*	*1.70*	*1.67*	*1.65*	*1.58*
1.00	*14*	*-1.05*	*-1.05*	*-1.16*	*-1.26*	*-1.42*	*-1.53*	*-1.62*	*-1.91*
	16	*-0.69*	*-0.69*	*-0.80*	*-0.89*	*-1.03*	*-1.13*	*-1.21*	*-1.46*
	18	*-0.32*	*-0.32*	*-0.43*	*-0.52*	*-0.64*	*-0.73*	*-0.80*	*-1.02*
	20	*0.04*	*0.03*	*-0.07*	*-0.14*	*-0.25*	*-0.32*	*-0.38*	*-0.58*
	22	*0.42*	*0.39*	*0.31*	*0.25*	*0.16*	*0.10*	*0.05*	*-0.12*
	24	*0.80*	*0.76*	*0.70*	*0.65*	*0.57*	*0.52*	*0.48*	*0.35*
	26	*1.18*	*1.13*	*1.08*	*1.04*	*0.99*	*0.95*	*0.91*	*0.81*
	28	*1.55*	*1.51*	*1.47*	*1.44*	*1.40*	*1.37*	*1.35*	*1.27*
1.25	*12*	*-0.97*	*-0.97*	*-1.06*	*-1.15*	*-1.28*	*-1.37*	*-1.45*	*-1.67*
	14	*-0.65*	*-0.65*	*-0.75*	*-0.82*	*-0.94*	*-1.02*	*-1.09*	*-1.29*
	16	*-0.33*	*-0.33*	*-0.43*	*-0.50*	*-0.60*	*-0.67*	*-0.73*	*-0.91*
	18	*-0.01*	*-0.02*	*-0.10*	*-0.17*	*-0.26*	*-0.32*	*-0.37*	*-0.53*
	20	*0.32*	*0.29*	*0.22*	*0.17*	*0.09*	*0.03*	*-0.01*	*-0.15*
	22	*0.65*	*0.62*	*0.56*	*0.52*	*0.45*	*0.40*	*0.36*	*0.25*
	24	*0.99*	*0.95*	*0.90*	*0.87*	*0.81*	*0.77*	*0.74*	*0.65*
	26	*1.32*	*1.28*	*1.25*	*1.22*	*1.18*	*1.14*	*1.12*	*1.05*
1.50	*10*	*-0.91*	*-0.91*	*-1.00*	*-1.08*	*-1.18*	*-1.26*	*-1.32*	*-1.51*
	12	*-0.63*	*-0.63*	*-0.71*	*-0.78*	*-0.88*	*-0.95*	*-1.01*	*-1.17*

	14	*-0.34*	*-0.34*	*-0.43*	*-0.49*	*-0.58*	*-0.64*	*-0.69*	*-0.84*
	16	*-0.05*	*-0.06*	*-0.14*	*-0.19*	*-0.27*	*-0.33*	*-0.37*	*-0.50*
	18	*0.24*	*0.22*	*0.15*	*0.11*	*0.04*	*-0.01*	*-0.05*	*-0.17*
	20	*0.53*	*0.50*	*0.45*	*0.40*	*0.34*	*0.30*	*0.27*	*0.17*
	22	*0.83*	*0.80*	*0.75*	*0.72*	*0.67*	*0.63*	*0.60*	*0.52*
	24	*1.13*	*1.10*	*1.06*	*1.03*	*0.99*	*0.96*	*0.94*	*0.87*

Tabella 23: VMP - Livello di attività: 81,2 W/m^2 (1,4 Met) – U.R.: 50% (Fonte: ISO 7730-1984)

Icl	*Top*			*Va*					
[Clo]	*[°C]*			*[m/s]*					
		< 0.10	*0.10*	*0.15*	*0.20*	*0.30*	*0.40*	*0.50*	*1.00*
0	*18*		*-2.00*	*-2.02*	*-2.35*				
	20		*-1.35*	*-1.43*	*-1.72*				
	22		*-0.69*	*-0.82*	*-1.06*				
	24		*-0.04*	*-0.21*	*-0.41*				
	26		*0.59*	*0.41*	*0.26*				
	28		*1.16*	*1.03*	*0.93*				
	30		*1.73*	*1.66*	*1.60*				
	32		*2.33*	*2.32*	*2.31*				
0.25	*16*		*-1.41*	*-1.48*	*-1.69*	*-2.02*	*-2.29*	*-2.51*	
	18		*-0.93*	*-1.03*	*-1.21*	*-1.50*	*-1.74*	*-1.93*	*-2.61*
	20		*-0.45*	*-0.57*	*-0.73*	*-0.98*	*-1.18*	*-1.35*	*-1.93*
	22		*0.04*	*-0.09*	*-0.23*	*-0.44*	*-0.61*	*-0.75*	*-1.24*
	24		*0.52*	*0.38*	*0.28*	*0.10*	*-0.03*	*-0.14*	*-0.54*
	26		*0.97*	*0.86*	*0.78*	*0.65*	*0.55*	*0.46*	*0.16*
	28		*1.42*	*1.35*	*1.29*	*1.20*	*1.13*	*1.07*	*0.86*
	30		*1.88*	*1.84*	*1.81*	*1.76*	*1.72*	*1.68*	*1.57*
0.50	*14*		*-1.08*	*-1.16*	*-1.31*	*-1.53*	*-1.71*	*-1.85*	*-2.32*
	16		*-0.69*	*-0.79*	*-0.92*	*-1.12*	*-1.27*	*-1.40*	*-1.82*
	18		*-0.31*	*-0.41*	*-0.53*	*-0.70*	*-0.84*	*-0.95*	*-1.31*
	20		*0.07*	*-0.04*	*-0.14*	*-0.29*	*-0.40*	*-0.50*	*-0.81*
	22		*0.46*	*0.35*	*0.27*	*0.15*	*0.05*	*-0.03*	*-0.29*
	24		*0.83*	*0.75*	*0.68*	*0.58*	*0.50*	*0.44*	*0.23*
	26		*1.21*	*1.15*	*1.10*	*1.02*	*0.96*	*0.91*	*0.75*

	28		*1.59*	*1.55*	*1.51*	*1.46*	*1.42*	*1.38*	*1.27*
0.75	*10*		*-1.16*	*-1.23*	*-1.35*	*-1.54*	*-1.67*	*-1.78*	*-2.14*
	12		*-0.84*	*-0.92*	*-1.03*	*-1.20*	*-1.32*	*-1.42*	*-1.74*
	14		*-0.52*	*-0.60*	*-0.70*	*-0.85*	*-0.97*	*-1.06*	*-1.34*
	16		*-0.20*	*-0.29*	*-0.38*	*-0.51*	*-0.61*	*-0.69*	*-0.95*
	18		*0.12*	*0.03*	*-0.05*	*-0.17*	*-0.26*	*-0.32*	*-0.55*
	20		*0.43*	*0.34*	*0.28*	*0.18*	*0.10*	*0.04*	*-0.15*
	22		*0.75*	*0.68*	*0.62*	*0.54*	*0.48*	*0.43*	*0.27*
	24		*1.07*	*1.01*	*0.97*	*0.90*	*0.85*	*0.81*	*0.68*
1.00	*10*		*-0.68*	*-0.75*	*-0.84*	*-0.97*	*-1.07*	*-1.15*	*-1.38*
	12		*-0.41*	*-0.48*	*-0.56*	*-0.68*	*-0.77*	*-0.84*	*-1.05*
	14		*-0.13*	*-0.21*	*-0.28*	*-0.39*	*-0.47*	*-0.53*	*-0.72*
	16		*0.14*	*0.06*	*0.00*	*-0.10*	*-0.16*	*-0.22*	*-0.39*
	18		*0.41*	*0.34*	*0.28*	*0.20*	*0.14*	*0.09*	*-0.06*
	20		*0.68*	*0.61*	*0.57*	*0.50*	*0.44*	*0.40*	*0.28*
	22		*0.96*	*0.91*	*0.87*	*0.81*	*0.76*	*0.73*	*0.62*
1.25	*10*		*-0.33*	*-0.40*	*-0.47*	*-0.56*	*-0.64*	*-0.69*	*-0.86*
	14		*0.15*	*0.08*	*0.03*	*-0.05*	*-0.11*	*-0.15*	*-0.29*
	18		*0.63*	*0.57*	*0.53*	*0.47*	*0.42*	*0.39*	*0.28*
	22		*1.11*	*1.08*	*1.05*	*1.00*	*0.97*	*0.95*	*0.87*
	26		*1.62*	*1.60*	*1.58*	*1.55*	*1.53*	*1.52*	*1.47*
1.50	*12*		*0.15*	*0.09*	*0.05*	*-0.02*	*-0.07*	*-0.11*	*-0.22*
	16		*0.58*	*0.53*	*0.49*	*0.44*	*0.40*	*0.37*	*0.28*
	20		*1.01*	*0.97*	*0.94*	*0.91*	*0.88*	*0.85*	*0.79*
	24		*1.47*	*1.44*	*1.43*	*1.40*	*1.38*	*1.36*	*1.32*

Tabella 24- VMP - Livello di attività: 116 W/m^2 (2 Met) - Umidità relativa: 50%

Icl	*Top*			*Va*					
[Clo]	*[°C]*			*[m/s]*					
		< 0.10	*0.10*	*0.15*	*0.20*	*0.30*	*0.40*	*0.50*	*1.00*
0	*14*				*-1.92*	*-2.49*			
	16				*-1.36*	*-1.87*			
	18				*-0.80*	*-1.24*			
	20				*-0.24*	*-0.61*			
	22				*0.34*	*0.04*			
	24				*0.93*	*0.70*			
	26				*1.52*	*1.36*			
	28				*2.12*	*2.02*			
0.25	*12*				*-1.19*	*-1.53*	*-1.80*	*-2.02*	
	14				*-0.77*	*-1.07*	*-1.31*	*-1.51*	*-2.21*
	16				*-0.35*	*-0.61*	*-0.82*	*-1.00*	*-1.61*
	18				*0.08*	*-0.15*	*-0.33*	*-0.48*	*-1.01*
	20				*0.51*	*0.32*	*0.17*	*0.04*	*-0.41*
	22				*0.96*	*0.80*	*0.68*	*0.57*	*0.21*
	24				*1.41*	*1.29*	*1.19*	*1.11*	*0.83*
	26				*1.87*	*1.78*	*1.71*	*1.65*	*1.45*
0.50	*10*				*-0.78*	*-1.00*	*-1.18*	*-1.32*	*-1.79*
	12				*-0.43*	*-0.64*	*-0.79*	*-0.92*	*-1.34*
	14				*-0.09*	*-0.27*	*-0.41*	*-0.52*	*-0.90*
	16				*0.26*	*0.10*	*-0.02*	*-0.12*	*-0.45*
	18				*0.61*	*0.47*	*0.37*	*0.28*	*0.00*
	20				*0.96*	*0.85*	*0.76*	*0.68*	*0.45*
	22				*1.33*	*1.24*	*1.16*	*1.10*	*0.91*

	24				1.70	1.63	1.57	1.53	1.38
0.75	10				-0.19	-0.34	-0.45	-0.54	-0.83
	12				0.10	-0.03	-0.14	-0.22	-0.48
	14				0.39	0.27	0.18	0.11	-0.12
	16				0.69	0.58	0.50	0.44	0.24
	18				0.98	0.89	0.82	0.77	0.59
	20				1.28	1.20	1.14	1.10	0.95
1.00	10				0.22	0.12	0.04	-0.02	-0.22
	14				0.73	0.64	0.58	0.53	0.38
	18				1.24	1.18	1.13	1.09	0.97
	22				1.77	1.73	1.69	1.67	1.59
1.25	12				0.75	0.68	0.63	0.59	0.47
	16				1.20	1.15	1.11	1.08	0.98
	20				1.66	1.62	1.59	1.57	1.50
1.50	10				0.76	0.70	0.66	0.62	0.52
	14				1.17	1.12	1.09	1.06	0.98
	18				1.58	1.54	1.52	1.50	1.44

Tabella 25- VMP - Livello di attività: 174 W/m^2 (3 Met) - Umidità relativa: 50%

PMV	Percentuali di insoddisfatti		
	freddo	*caldo*	*totale*
− 2,0	76,4	—	76,4
− 1,5	52,0	—	52,0
− 1,0	26,8	—	26,8
− 0,9	22,5	—	22,5
− 0,8	18,7	0,1	18,8
− 0,7	15,3	0,2	15,5
− 0,6	12,4	0,3	12,7
− 0,5	9,9	0,4	10,3
− 0,4	7,7	0,6	8,3
− 0,3	6,0	0,9	6,9
− 0,2	4,5	1,3	5,8
− 0,1	3,4	1,8	5,2
0	2,5	2,5	5,0
+ 0,1	1,8	3,4	5,2
+ 0,2	1,3	4,5	5,8
+ 0,3	0,9	5,9	6,8
+ 0,4	0,6	7,7	8,3
+ 0,5	0,4	9,8	10,2
+ 0,6	0,3	12,2	12,5
+ 0,7	0,2	15,2	15,4
+ 0,8	0,1	18,5	18,6
+ 0,9	—	22,2	22,2
+ 1,0	—	26,4	26,4
+ 1,5	—	51,4	51,4
+ 2,0	—	75,7	75,7

Tabella 26: VMP in funzione della percentuale di insoddisfatti

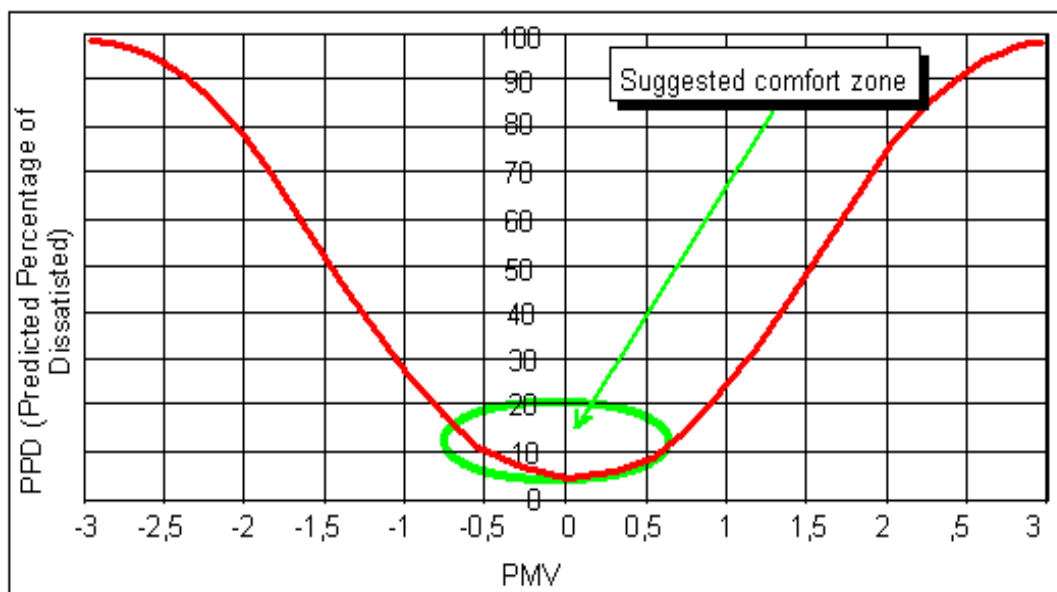



Figura 19: Zona di confort suggerita al variare di PPD

3.10 BILANCIO DÌ ENERGIA IN TRANSITORIO A DUE ZONE

Le equazioni di bilancio [34] e quelle relative alle due zone (core e pelle) possono essere risolte in funzione del tempo una volte note le espressioni di t_{sk} e t_{cr}. Il modello a due zone usa anche espressioni empiriche per predire la sensazione termica (*TSENS*) e il discomfort termico (*DISC*). Questi indici usano scale a 11 valori con valori positivi per rappresentare sensazioni di caldo e valori negativi per le sensazioni di freddo.

In pratica *TSENS* usa una scala derivata da quella del *VMP* con l'aggiunta di ±4 (molto caldo/freddo) e ±5 (intollerabilmente caldo/freddo). *DISC* è definito dalla scala:

5	Intollerabile
4	Tolleranza limita
3	Non Molto Confortevole
2	Non confortevole e non piacevole
1	Leggermente non confortevole ma accettabile
0	Confortevole

Tabella 27: Scala di giudizio del comfort

Si definiscono i valori di riferimento della temperatura del corpo, t_b, per le zone limiti inferiori e superiore della regolazione evaporativa mediante le relazioni:

$$t_{b,c} = (0.194/58.15)(M - L) + 36.301 \qquad [52]$$

$$t_{b,h} = (0.347/58.15)(M - L) + 36.669 \qquad [53]$$

TSENS è allora definito dalle relazioni:

$$TSENS = \begin{cases} 0.4685(t_b - t_{b,c}) & t < t_{b,c} \\ 4.7\eta_{ev}(t_b - t_{b,c})/(t_{b,h} - t_{b,c}) & t_{b,c} \le t_b \le t_{b,h} \\ 4.7\eta_{ev} + 0.4685(t_b - t_{b,h}) & t_{b,c} \le t_b \end{cases}$$

[54]

ove η=0.85 è l'efficienza evaporativa.

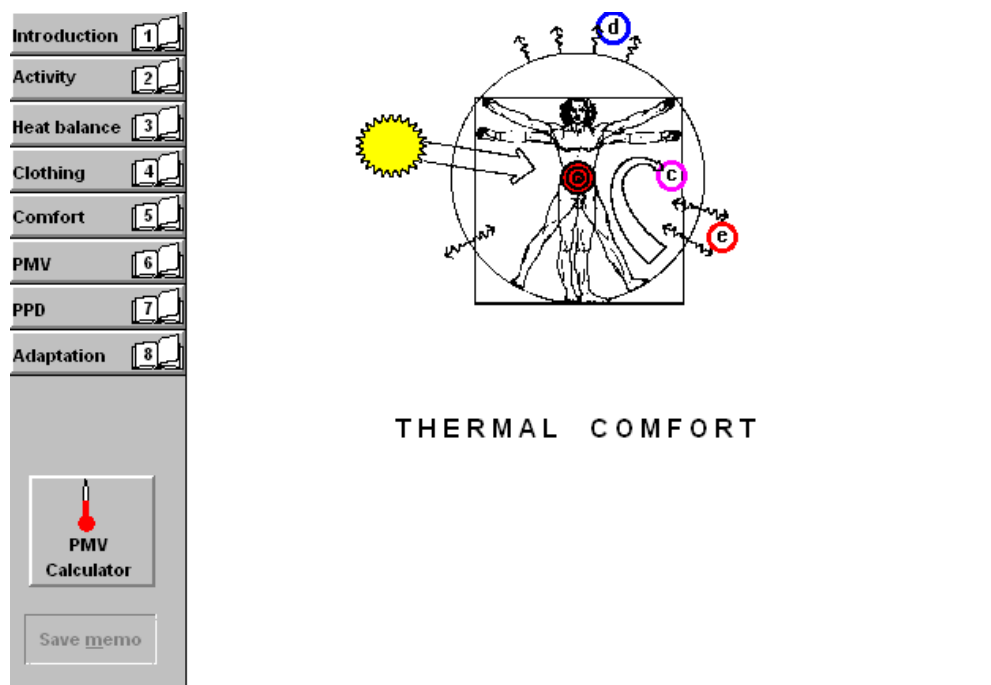



Figura 20: Calcolatore PMV

Figura 21: Esempio d'uso del calcolatore delle condizioni di confort

Il discomfort termico è praticamente coincidente con *TSENS* quando t_b è al di sotto del suo punto $t_{b,c}$ ed è correlato alla bagnabilità della pelle quando la temperatura corporea è regolata dalla sudorazione:

$$DISC = \begin{cases} 0.4685\left(t_b - t_{b,c}\right) & t_b < t_{b,c} \\ \dfrac{4.7\left(E_{rsw} - E_{rsw,req}\right)}{E_{\max} - E_{rsw,req} - E_{diff}} & t_{b,c} \le t_b \end{cases} \qquad [55]$$

ove $E_{rsw,req}$ è data dalla relazione di *Fanger*:

$$E_{rsw,req} = 0.42\left(M - L - 58.15\right) \qquad [56]$$

in W/m^2.

3.11 CONDIZIONI DI BENESSERE IN AMBIENTI SPECIALI

L'utilizzo di impianti speciali per il riscaldamento e il raffrescamento pongono nuove esigenze per la valutazione del comfort termico che qui brevemente si vogliono presentare.

Riscaldamento con raggi infrarossi

Il riscaldamento ambientale a raggi infrarossi pone problemi sul controllo della temperatura della pelle e del flusso sanguigno alla pelle che possono portare a sensazioni particolari con riferimento al comfort termico.

Nelle equazioni di scambio termico occorre considerare le interazioni della pelle (che è praticamente simile all'acqua nel comportamento radiativo) ai raggi visibili ed infrarossi.

Si dimostra sperimentalmente che la pelle più pigmentata è riscaldata di più rispetto alle pelli chiare dalle radiazioni che provengono da corpi caldi a 2500 K. Se il corpo riscaldante ha temperature inferiori a 2500 K allora le differenze di comportamento sono meno evidenti. Inoltre il vestiario minimizza ulteriormente queste differenze, qualora presenti.

La variazione di temperatura della pelle per effetto di radiazione infrarosse di alta intensità dipendono dalla conducibilità termica, dalla densità e dal calore specifico della pelle stessa. La temperatura della pelle è un buon indicatore della sensazione di comfort.

Le variazioni maggiori si hanno nei primi 60 s di esposizione alle radiazioni infrarosse e la sensazione di variazione della temperatura dipende dal colore della radiazione (espressa in forma di temperatura correlata, K). Oltre i primo 60 s si ha una stabilizzazione della temperatura della pelle e si ha un bilancio fra calore ricevuto e calore disperso. La risposta fisiologica al riscaldamento radiativo può essere studiata mediante le due temperature:

· Temperatura media radiante;
· Temperatura dell'aria.

Assumendo che l'umidità sia inferiore al 50% e che la velocità dell'aria sia bassa e costante con coefficiente di convezione termica pari a 2.9 W/(m²K) si ha il bilancio:

$$M' - E_{sk} - F_{cle}\left[h_r\left(t_{sk} - \ddot{t}_r\right) + h_c\left(t_{sk} - t_a\right)\right] \qquad [57]$$

ove *M'* è la produzione netta di calore (M-L) meno le perdite respiratorie. Il fattore che descrive lo scambio termico è la temperatura ambiente. I fattori presenti in questa equazione sono valutate con le relazioni già viste in precedenza. Si definisce *campo radiativo efficace* (*CRE*) il flusso radiativo netto assorbito dal corpo avente temperatura superficiale uniforme pari a t_a. Il *CFR* può anche essere espresso in termini conformi alla legge di *Stefan Boltzmann* nella forma:

$$CRE = \sigma \frac{A_r}{A_D}\left[\left(\ddot{t}_r + 273\right)^4 - \left(t_a + 273\right)^4\right]F_{cle} \qquad [58]$$

Ricordando la definizione di *temperatura media radiante* data dalla [1] allora si può ancora scrivere:

$$CRE = \sigma \frac{A_r}{A_D}\left[\sum \varepsilon_i F_{m-i}\left(T_i^4 - T_a^4\right)\right]F_{cle} \qquad [59]$$

con F_{m-i} fattore di forma fra la parete *i-ma* e il soggetto *m*.

Per le condizioni di comfort in condizioni di riscaldamento radiativo *Gagge* (1967) propone che sia valida la seguente condizione:

$$t_{o\ (di\,comfort)} = t_a + CRE_{(per\,comfort)}/h \qquad [60]$$

Pertanto la temperatura operativa per il comfort in condizioni radiative è la temperatura dell'ambiente più un incremento pari a *CRE/h* che rappresenta anche una misura dell'efficacia della radiazione incidente sugli occupanti.

3.12 CONSEGUENZE DELLA LEGGE 10/91 SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE.

L'osservazione dei diagrammi delle figure indicate nei precedenti paragrafi dimostra come, per assegnate condizioni di attività metabolica specifica, resistenza del vestiario e velocità dell'aria, al diminuire della temperatura media radiante occorre aumentare la temperatura dell'aria.

Ciò significa che l'impianto di riscaldamento dovrà fornire un maggior carico termico o, se è fissata la temperatura massima (20°C ± 1^{0}C, per la Legge 10/91), occorre rinunciare almeno in parte alle condizioni di benessere ambientale. La coibentazione delle pareti permette di avere, per date condizioni esterne, una temperatura più elevata della faccia interna delle murature, ovvero una più elevata temperatura media radiante alla quale corrisponde una temperatura dell'aria inferiore per le ottenere condizioni dì benessere.

Ad esempio, con abiti leggeri (I_{cl} = 0,5 *Clo*), una T_{mr} = 20 ^{0}C richiede t_a = 30 ^{0}C, mentre con abiti pesanti (I_{cl} = 1,5 *Clo*), alla stessa T_{mr} corrisponde una t_a = 20 ^{0}C. Ciò significa che occorre permanere in casa in abiti pesanti per avere, con t_a=20°C, le condizioni di benessere; restare in maniche di camicia porta ad avere sensazioni di freddo e quindi una maggiore *PPD*. Se la t_{mr} scende a 15 ^{0}C la temperatura dell'aria, per due casi, sa le a 35 °C e 25 ^{0}C, quindi avere le pareti esterne ben isolate è importante e necessario, nel rispetto della L. 10/91, per raggiungere condizioni di benessere migliori.

Dal punto di vista del benessere ambientale il riscaldamento a pannelli radianti, elevando la t_{mr} consente temperature dell'aria più basse che non con i normali impianti. Soprattutto nei climi più rigidi l'innalzamento di temperatura media radiante evita i pericoli di condensazioni del vapore sulle pareti (o anche all'interno) e quindi di danneggiamento delle pareti.

Il limite dì 20 °C ± 1 °C imposto dalla L. 10/91 può ancora consentire condizioni dì benessere ambientale per attività sedentaria con vestiti non leggeri (I > 1,0 *Clo*) e velocità del l'aria <0, 2 m/s. E' compito del progettista dimensionare gli impianti e calcolare gli spessori di coibente in modo da avere un *VMP* compreso fra - 0, 35 e 0 35 e al tempo stesso soddisfare i requisiti della Legge 10/91.

Si fa ancora osservare come imporre una temperatura interna maggiore di 20 °C non sia solamente un problema relativo al benessere termico ma si ha anche un forte legame con le problematiche della protezione delle muratura dalle infiltrazioni umide e quindi dalla formazione della condensa che, oltre a deturpare e degradare le pareti, costituiscono anche un problema igienico.

Si può dimostrare, infatti, che una maggior temperatura interna evita il raggiungimento del punto di rugiada superficiale o la formazione di flussi di condensa interni alle pareti (verifica di *Glaser*).

3.13 GRANDEZZE FISICHE E LORO MISURE

Abbiamo visto nei paragrafi precedenti quali sono le grandezze fisiche che interessano il benessere termico, vediamo adesso come misurale, calcolarle o stimarle.

3.13.1 SUPERFICIE DEL CORPO UMANO

I termini nelle equazioni di bilancio energetico sono tutti riferiti all'unità di superficie del corpo umano. Quest'ultima è calcolabile mediante la relazione di *Du Bois* (1916) data dalla [30] che qui si ripete per completezza.

$$A_D = 0.203 \cdot P^{0.425} H^{0.725} \qquad [30]$$

con:

P = massa del corpo, kg

H = altezza del corpo, m

Un individuo normale da una superficie di circa 1.8 m².

3.13.2 FATTORE DI RICOPRIMENTO

Il fattore di ricoprimento f_{cl} è dato dal rapporto:

$$f_{cl} = \frac{A_{cl}}{A_D} \qquad [61]$$

fra la superficie del vestiario e quella del corpo umano. Questo fattore si applica agli scambi di calore attraverso la pelle (*C, R,* E_{sk}) per tenere conto della reale superficie di scambio del vestiario.

Valori tipici sono riportati in Tabella 13.

3.13.3 METABOLISMO ED EFFICIENZA MECCANICA

L'attività metabolica è una grandezza fondamentale per la determinazione delle condizioni di comfort termico. Nella Tabella 12 sono indicati i valori in *Met* del metabolismo per un buon numero di attività e con riferimento ad un individuo normale con A_D =1.8 m². Si osservi che l'attività di maggior livello energetico che una persona può mantenere in modo continuo corrisponde a circa il 50% della massima capacità di utilizzo dell'ossigeno inspirato. Si ricordi che l'unità usuale per il metabolismo è il *Met* dato da:

$$1 Met = 58.2 W = 50 kcal/h$$

L'attività massima per una persona adulta corrisponde a circa 12 *Met* a 20 anni e a circa 7 *Met* a 70 anni. Per le donne si hanno valori mediamente inferiori del 30%. Individui allenati alla fatica ed atleti possono raggiungere valori del 20% più elevati. All'età di 35 anni il limite di metabolismo si raggiunge con 10 Met e già con attività con più di 5 Met si ha affaticamento.

Attività saltuaria e discontinua

Nel caso di attività discontinue occorre effettuare il calcolo del metabolismo mediante una media pesata con la percentuale del tempo delle singole attività. La Tabella 12 fornisce valori accurati dell'attività metabolica per valori di M 1 1.5 Met.

Per valori più elevati di 3 Met si hanno incertezze ed errori di valutazione che dipendono sia dalla definizione del tipo di attività che dalle caratteristiche del soggetto. Si possono avere errori fino al 50% del valore nominale.

Misura dell'attività metabolica

La misura corretta dell'attività metabolica di un individuo si ha dalla misura della quantità di ossigeno consumata e dalla quantità di CO_2 espirata. La relazione empirica che lega queste grandezze è:

$$M = 352\left(0.23RQ + 0.77\right)V_{O_2} / A_D \qquad in\ W/m^2 \qquad [62]$$

ove:

- *RQ* quoziente respiratorio dato dal rapporto fra la portata molare di CO_2 espirata e la portata molare di O_2 inspirata.
- V_{O2} portata molare di O_2 inspirata, in *L/m* a 101 *kPa*.

Il quoziente respiratorio, determinato dal rapporto delle portate sopra indicato, può essere determinato con sufficiente precisione. Si ha una buona approssimazione ponendo RQ=0.83 per attività leggere (< 1.5 Met), RQ =1.0 per attività pesanti (M=5 Met). E' possibile interpolare fra 1.5 e 5 Met fra i valori 0.83 ed 1 di RQ. Un metodo meno accurata per stimare l'attività metabolica è quello derivato dal numero dei battiti cardiaci secondo la seguente Tabella 28.

Attività esercitata	Consumo di Ossigeno (L/m)	Attività Cardiaca (battiti/m)
Lavoro leggero	<0.5	<90
Lavoro moderato	0.5 ÷ 1.0	90 ÷ 110
Lavoro pesante	1.0 ÷ 1.5	110 ÷ 130
Lavoro molto pesante	1.5 ÷ 2.0	130 ÷ 150
Lavoro estremamente pesante	> 2.0	150 ÷ 170

Tabella 28: Attività metabolica - consumo di ossigeno e attività cardiaca

Si tenga presente che i battiti cardiaci sono anche influenzati da numerosi altri fattori oltre all'attività metabolica quali ad, esempio, le condizioni fisiche, lo stato emotivo, la muscolatura utilizzata, …. e pertanto questo metodo deve essere considerato solo approssimato.

Efficienza Meccanica

Il lavoro meccanico, L, è espresso nelle stesse unità, W/m², del metabolismo M e rappresenta il lavoro effettuato dai muscoli. E' uso corrente utilizzare l'efficienza meccanica $\eta = L/M$ che varia, per valori normali, dal 5 al 10%. I valori massimi sono dell'ordine di 20÷24%. Per attività sedentarie è lecito assumere, visto lo scarso peso del lavoro meccanico, η=0. Questa posizione consente di compensare le indeterminazione nel calcolo del metabolismo e produce risultati più conservativi nei calcoli per il comfort ambientale e sue applicazioni impiantistiche.

Qualche volta è possibile calcolare numericamente il lavoro muscolare. Ad esempio una persona di 90 kg che sale un pendio con 5% di inclinazione alla velocità di 0.05 m/s compie un lavoro pari a : 90 x 9.91 x 0.05= 44 W.

3.13.4 COEFFICIENTI DI SCAMBIO TERMICI

In tutte le relazioni di bilancio presentate in precedenza si hanno i coefficienti di scambio termico. La loro determinazione riveste grande importanza.

Coefficiente di scambio radiativo lineare

Gli scambi radiativi sono calcolati con la relazione linearizzata del coefficiente radiativo:

$$h_r = 4\sigma\varepsilon\left(\frac{A_r}{A_D}\right)\left[273.15 + \frac{t_{cl} + \ddot{t}_r}{2}\right]^3 \qquad [63]$$

ove, come al solito, valgono i simboli:

- ε emissività superficiale del vestiario;

- σ costante di *Stefan – Boltzmann*, 5.67 .10^{-8} *W/(m².K),*
- A_r area di scambio reale del vestiario, *m²*.

Il rapporto A_r/A_D vale 0.7 per una persona seduta e 0.73 per una persona in piedi (*Fanger*, 1967).

Il valore dell'emissività per il vestiario è molto elevato e prossimo ad 1.

Di solito si assume ε=0.95. Si osservi che l'equazione [63] è implicita in h_r poiché t_{cl} (temperatura del vestiario) è incognita e dipendente da h_r.

Occorre risolvere questa equazione iterativamente. Fortunatamente h_r varia poco per condizioni interne ambientale tipiche (20 °C e 50% u.r.) e si assume pari a h_r=*4.7 W/(m².K).*

Qualora per alcune tipologie di vestiario (abiti lucidi o fatti con materiali non convenzionali) si ha un'emissività non vicino ad 1 allora occorre apportare la correzione:

$$h_r = \varepsilon \cdot 4.7 \qquad W/(m^2K) \qquad [64]$$

con ε emissività media della superficie del vestiario.

Coefficiente di scambio termico convettivo

Lo scambio termico convettivo dipende molto dalla velocità dell'aria nell'ambiente. Le relazioni [31] consentono di calcolare h_c in varie condizioni.

I valori di h_c sono importanti anche per calcolare la *temperatura operativa* t_o mediante la [13] e i parametri del vestiario e la *temperatura efficace ET** mediante la [28]. Tutte le relazione sopra indicate valgono per pressione atmosferica di 101 *kPa* altrimenti occorre apportare la correzione data dalla relazione:

$$h_{cc} = h_c \left(\frac{p_t}{101.33} \right)^{0.55} \qquad [65]$$

Coefficiente di scambio termico totale

Il coefficiente di scambio termico totale è dato dalla somma dei due coefficienti sopra indicati:

$$h = h_c + h_r \qquad [66]$$

Esso tiene conto di entrambe le perdite radiative e convettive fra corpo ed ambiente.

Coefficiente di scambio termico evaporativo

Le perdite per evaporazione sono calcolate mediante la [17] ove h_e è il coefficiente di scambio termico evaporativo. Applicando la formula di *Lewis* si può ritenere che sia:

$$h_e = 16.5 \cdot h_c \qquad [67]$$

Qualora la pressione esterna vari rispetto al valore nominale si applica la relazione correttiva:

$$h_{ec} = h_e \left(\frac{101.33}{p_t} \right)^{0.45} \qquad [68]$$

ove la pressione è espressa in *kPa.*

3.13.5 PARAMETRI DEL VESTIARIO

La misura dell'isolamento termico dovuta al vestiario è effettuata utilizzando manichini in appositi laboratori. Per le applicazioni ingegneristiche ci si può basare sulla Tabella 13 e sulle relazioni sin qui incontrate. Mediante i manichini si determinano per perdite convettive e radiative $C + R$ in date condizioni ambientali mediante l'equazione [16]. Il calcolo dell'isolamento termico in un individuo richiede le misure di t_{sk}, t_{cl} e della temperatura operativa t_o. L'efficienza termica del vestiario è data dalla relazione:

$$F_{cl} = \frac{t_{cl} - t_0}{t_{sk} - t_0} \qquad [69]$$

La resistenza del vestiario è calcolata mediante la relazione:

$$R_{cl} = \frac{t_{sk} - t_0}{q - \frac{1}{hf_{cl}}} \qquad [70]$$

ove *q*, in W/m^2, sono le perdite di calore dal manichino ed f_{cl} è ben definito al fine di determinare correttamente il coefficiente di scambio termico totale *h*. L'isolamento termico viene di solito espresso in termini di unità *Clo* e si indica la grandezza così espressa con il simbolo *I* e pertanto vale la relazione:

$$R = 0.155 I \qquad [71]$$

Pertanto vale l'equivalenza:

$$1\, Clo = 0.155\, W/(m^2K)$$

Si osservi che la precisione nella stima di R è di ± 20% rispetto ai valori nominali in Tabella 13.
Nel caso di vestiario fuori tabella si può usare la relazione (*Mc Cullough* e *Jones*, 1984):

$$I_{cl} = 0.853 \sum_i I_{cl,i} + 0.161 \qquad [72]$$

Questa relazione funziona per condizioni ambientali tipiche con una precisione di ± 25%.

Permeabilità al vapore

La permeabilità al vapore è data per alcuni vestiti nella tabella seguente:

Tipo di vestiario	i_{cl}	i_m
Pantaloncini corti	0.34	0.42
Pantaloni e giacca	0.32	0.37
Pantaloni sudati	0.41	0.45
Gonna al ginocchio e giacca sudate	0.35	0.40
Gonna al piede e giacca sudate	0.35	0.40
Impermeabile	0.35	039

Tabella 29: Permeabilità al vapore di alcuni capi di vestiario

In condizioni normali i_m varia fra 0.3 e 0.5 per cui si può assumere un valore medio pari a $i_m=0.4$.
Per vestiario non usuale (ad esempio impermeabili con vernici metallizzate) è necessario procede alla misura sperimentale della permeabilità al vapore. Le metodologie utilizzate vanno dall'uso di manichini alla misura diretta su persone sudate.

Superficie del vestiario

Molti calcoli relativi allo scambio termico richiedono il fattore f_{cl} relativo al vestiario (vedi la [61]). *Olesen* (1982) ha utilizzato metodi fotografici per determinare questo fattore.
In Tabella 13 sono riportati, oltre al valore della resistenza termica I_{cl}, anche il fattore di superficie del vestiario f_{cl}. Una relazione approssimata, in mancanza di dati sperimentali, per calcolare f_{cl} è quella di *Mc Cullough* e *Jones* (1984):

$$f_{cl} = 1.0 + 0.3 I_{cl} \qquad [73]$$

3.13.6 PERDITE EVAPORATIVE TOTALI

Le perdite evaporative dal corpo umano, sia dovute alla respirazione che alla traspirazione attraverso la pelle, $E_{sk} + E_{res}$, possono essere calcolate direttamente dalla perdita di massa del corpo:

$$E_{sk} + E_{res} = h_{fg} \frac{dm}{d\tau} \frac{1}{A_D} \qquad [74]$$

ove si ha:

- h_{fg} calore latente di vaporizzazione dell'acqua, *kJ/kg*;
- *m* massa corporea, *kg*;
- τ tempo, *s*.

Naturalmente nell'utilizzare la [74] occorre tenere conto di tutti i materiali consumati (ad esempio cibo, bibite, ..) ed effluenti corporei.

Il combustibile utilizzato dal corpo contribuisce anch'esso leggermente alla riduzione di mass e se ne può tenere conto mediante la relazione (*Astrand* e *Rodahl*, 1977):

$$\frac{dm_{ge}}{d\tau} = V_{O_2}\left(1.977 \cdot RQ - 1.429\right) \qquad [75]$$

ove si ha:

- $dm_{ge}/d\tau$ perdita di massa dovuta alla respirazione, *kg/s*;
- V_{O2} portata volumetrica di ossigeno inspirata, in condizione standard di temperatura e pressione, m^3/s;
- *RQ* Quoziente respiratorio, dato dal rapporto fra la portata molare di CO_2 espirata e la portata molare di O_2 inspirata;
- *1.977* densità della CO_2, in *CSTP*, kg/m^3
- *1.429* densità dell'O_2, in *CSTP*, kg/m^3
- *CSTP* condizioni standard di temperatura e pressione, 0°C, 101.325 *kPa*.

3.13.7 PARAMETRI AMBIENTALI

Anche i parametri ambientali debbono essere misurati con accuratezza per l'uso corretto delle relazioni di scambio termico indicate in precedenza.

In genere le grandezze interessate possono essere misurate direttamente o indirettamente.

Misure dirette

I parametri che descrivono l'ambiente termico e psicrometrico sono:

1. La temperatura dell'aria, t_a;
2. La temperatura a bulbo umido, t_{wb};
3. La temperatura di rugiada, t_{dp};
4. La pressione del vapore d'acqua, p_a;
5. La pressione atmosferica totale, *kPa;*
6. L'umidità relativa, φ;
7. L'umidità specifica associata, *x*.

La psicrometria descrive molti di queste grandezze e le loro modalità di misura. Oltre a quelle sopra indicate si possono misurare direttamente:

1. La velocità dell'aria, *v*
2. La temperatura media radiante, $\ddot{t}_r$, (vedi la [1]).

La temperatura operativa, t_o, data dalla [13], può essere spesso approssimata con la temperatura del globotermometro, t_g, che può essere misurata direttamente.

Misure derivate

La temperatura media radiante, $\ddot{t}_r$, (vedi la [1]), è un parametro fondamentale nei calcoli relativi al benessere. Essa è la temperatura uniforme di un ambiente immaginario nel quale il calore radiativo dal corpo umano eguaglia il calore trasmesso nelle reali condizioni ambientali.

Essa può essere calcolata, fra tanti metodi, mediante misure della temperatura in diversi punti delle pareti che circondano il corpo con riferimento alla posizione e forma di quest'ultimo (per via dei *fattori di vista*, vedi la [1]). In genere i *fattori di vista* sono difficili da determinare e si possono utilizzare gli abachi di Figura 22. Per geometrie semplici si possono utilizzare le relazioni di

In base a quanto indicato nel §3.1 si possono avere relazioni semplificate per la temperatura media radiante a seconda che si considerino piccole differenze di temperatura (linearizzazione delle relazioni) o si semplifichino i fattori di vista ponendoli pari ad 1 (vedi relazioni [3] e [4]).

Si definisce *temperatura radiante piana*, t_{pr}, la temperatura uniforme di un ambiente nel quale il flusso incidente da un lato di un piccolo elemento piano è pari a quello reale dell'ambiente stesso.

Essa può essere calcolata mediante le stesse relazioni viste per la temperatura media radiante utilizzando i fattori di vista dati dalla Figura 23.

Con riferimento alla *temperatura radiante piana* si può definire la temperatura media radiante con le seguenti relazioni che utilizzano sei valori in sei direzioni (su, giù, destra, sinistra, avanti, retro), per persona in piedi:

$$\ddot{t}_r = \left\{0.08\left[t_{pr}(su)+t_{pr}(giù)\right]+0.23\left[t_{pr}(destra)+t_{pr}(\text{sinistra})\right]+0.35\left[t_{pr}(fronte)+t_{pr}(retro)\right]\right\}/\left[2\left(0.08+0.23+0.35\right)\right]$$

e per persona seduta:

$$\ddot{t}_r = \left\{0.18\left[t_{pr}(su)+t_{pr}(giù)\right]+0.22\left[t_{pr}(destra)+t_{pr}(\text{sinistra})\right]+0.3\left[t_{pr}(fronte)+t_{pr}(retro)\right]\right\}/\left[2\left(0.18+0.2+0.3\right)\right]$$

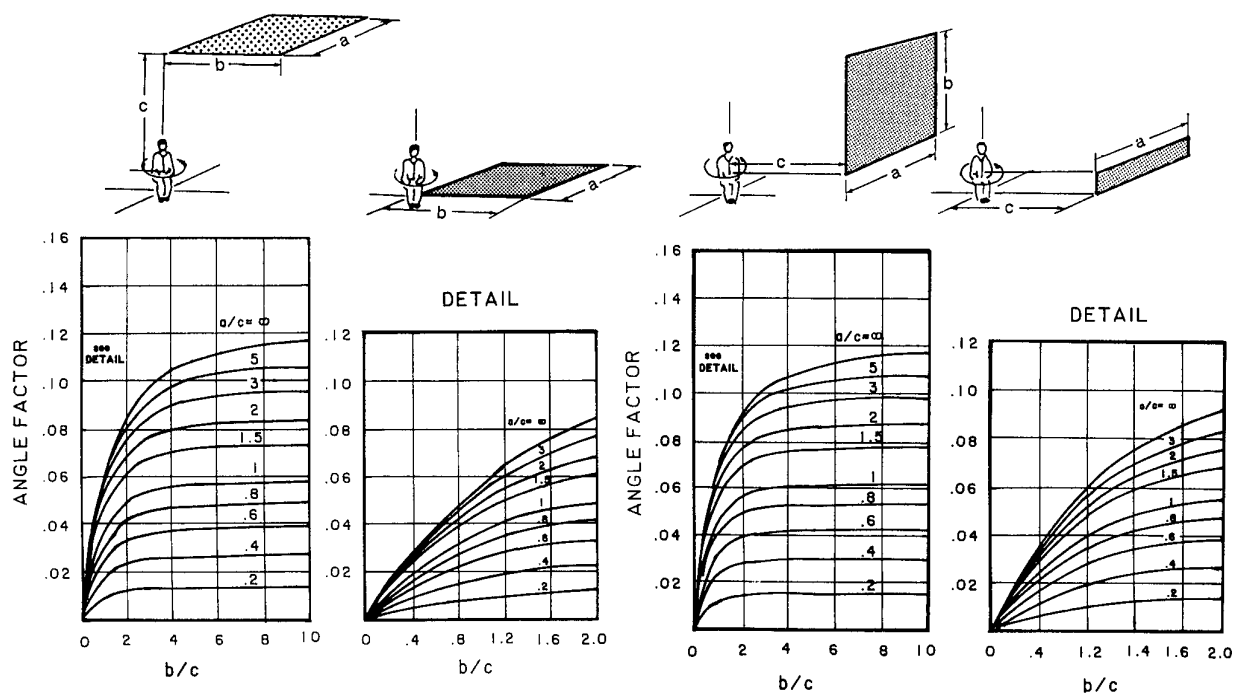



Figura 22: Fattori di vista fra corpo umano e pareti verticali ed orizzontali (Fanger 1982)

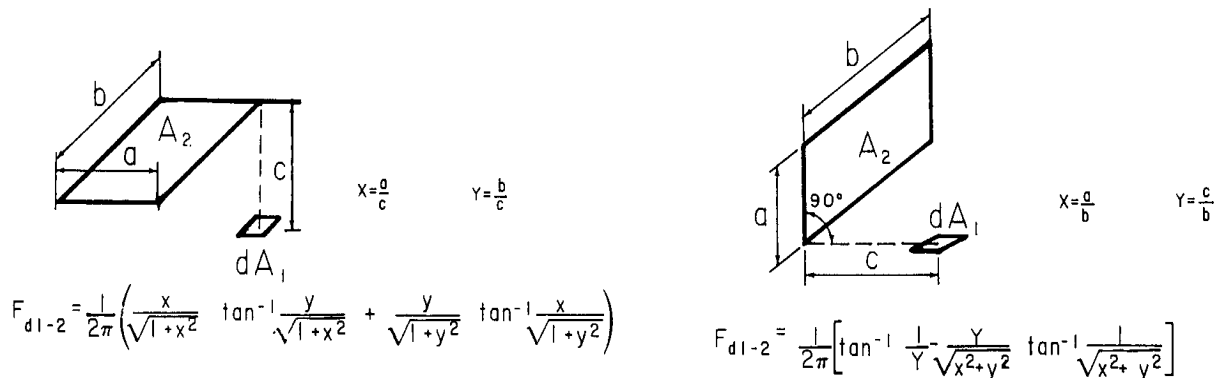



Figura 23: Formule analitiche del fattore di vista per piccoli piani

Misura del CRE

Per la misura diretta del *Campo Radiativo Efficace (CRE)* si può utilizzare un termometro globo termometro del diametro di 150 mm e vale la relazione:

$$CRE = \frac{A_r}{A_D}\left[6.1 + 13.6\sqrt{v}\right]\left(t_g - t_a\right) \qquad [76]$$

con t_g temperatura del globotermometro, v velocità dell'aria. Il rapporto A_r/A_D vale, come al solito, 0.7. Un altro metodo fa uso di una radiometro mediante la relazione:

$$CRE = \varepsilon \frac{A_i}{A_D} J \qquad [77]$$

ove J è la radiosità misurata dal radiometro, ε l'emissività della superficie della sorgente utilizzata ed A_i è la proiezione della superficie del corpo umano normale alla direzione della radiazione. La [77] vale in casi di geometria semplice. Per persone coricate supine il rapporto A_i/A_D vale 0.3.

3.14 LEGISLAZIONE SUL BENESSERE AMBIENTALE

Non molto è stato fatto in Italia per normare il benessere ambientale. E' giusto osservare come il nostro Paese non abbia mai brillato nel legiferare sulla qualità della vita.

Purtroppo le uniche vere norme attualmente vigenti (in *Acustica, Illuminotecnica, Termotecnica, IAQ*) provengono dall'*Unione Europea* per effetto dell'emanazione delle norme *EN* che hanno valore di cogenza in tutti gli stati membri.

A livello internazionale si hanno diversi enti che emanano norme aggiornate in materia di impiantistica, controllo del benessere e della qualità dell'aria. Fra questi si cita l'ASHRAE che fornisce un servizio continuo e fondamentale in tutti i settori del riscaldamento, condizionamento, ventilazione dell'aria.

Importante è l'**ASHRAE STANDARD 55-1981** "***Thermal Environmental conditions for Human Occupancy***" che reca indicazioni sui *Requisiti del microclima per il benessere termico delle persone".* In questa norma vi è una sintesi di tutto quanto sin qui detto con tabelle e formule (invero riportate nei precedenti paragrafi) che forniscono una visione completa del problema del comfort termico e sulle grandezze (definizione e metodi di misura) che lo influenzano.

Altre norme che interessano gli argomenti qui trattati sono le seguenti.

1. ASHRAE Standard 129P/92 :"*Measuring Air Change Effectiveness"*
2. ASHRAE Standard 62/89: "*Ventilation for Acceptable Air Quality"*
3. ASHRAE Standard 55/92:*"Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy"*
4. ASHRAE Handbook, Cap. 8, 1993 "*Physiological Principles for Comfort and health"*
5. CEN prENV, WG6N139, 1752: "*Ventilation for Buildings, Design Criteria for the Indoor Environment"*, European Prestandard (Final Draft), 1996
6. CEN/TC156WG6N49, "*Ventilation for Buildings, Design Criteria for the Indoor Environment"*, 1993
7. ISO, "*Determination of Metabolic rate", ISO-DIS 8996, 1987*
8. ISO, "*Hot Environments: Instruments and Methods for measuring physical quantities", Standard 7726, 1985*
9. ISO, "*Evaluation of thermal strain by physiological measurement",* Standard 9886, 1992
10. ISO, "*Moderate thermal Environment, Determination of the PPV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort",* Standard 7730, 2° ed., 1994
11. ISO, "*Ergonomics of the thermal Environment. Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble"*, Standard 9920, 1995
12. UNI, *"Impianti aeraulici a fine di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'ordine, la fornitura*", Norma UNI-CTI 10339, 1994
13. UNI, "*Ambienti termici moderati. Determinazione degli indici PMV, PPD e specifica delle condizioni di benessere termico"*, Norma UNI-EN 27730 (recepisce la ISO 7730), 1996
14. UNI, "*Ambienti termici. Strumenti e metodi per la misura delle grandezze fisiche*", Norma UNI-EN27726 (recepisce la ISO 7726), 1996

4. QUALITÀ DELL'ARIA NEGLI AMBIENTI CONFINATI (IAQ)

Lo studio del benessere termico non può essere disgiunto da quello della qualità dell'aria all'interno degli ambienti confinati. L'osservazione di malesseri apparentemente (*sindrome dell'edificio malato)* strani in determinate condizioni ha fatto nascere una nuova corrente di studio rivolta alla qualità chimico – fisica dell'aria, oggi nota con l'acronimo *IAQ* (*Indoor Air Quality*).

I materiali adottati per le costruzioni, gli arredi, i combustibili utilizzati negli impianti, …, producono tutti sostanze volatili organiche (*Volatile Organic Compound, VOC*) che in concentrazione non controllata possono portare a malesseri di varia natura e pericolosità. Poiché si è visto come l'organismo umano stabilisca un equilibrio chimico – fisico e biologico con l'ambiente in cui vive si intuisce come il controllo della qualità dell'aria sia parte integrante del concetto stesso di *benessere ambientale*.

Le norma *UNI-CTI 10339* "*Impianti aeraulici a fine di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'ordine, la fornitura*" stabilisce che per *qualità dell'aria* si deve intendere "*la caratteristica dell'aria trattata che risponde ai requisita di purezza"*. Ed inoltre "*essa non contiene contaminanti noti in concentrazioni tali da arrecare danno alla salute e causare condizioni di malessere per gli abitanti. I contaminanti, contenuti sia nell'aria di rinnovo sia in quella ricircolata*[15] *sono gas, vapori, microrganismi, fumo ed altre sostanze particolate*".

Quali sono le sostanze contaminanti e in che quantità limite possono essere accettate è oggi lo scopo fondamentale dell'IAQ. Per gli ambienti industriali lo Standard ASHRAE 62/89 dice "*la qualità dell'aria interna è considerata accettabile quando in essa non sono presenti inquinanti in concentrazioni dannose, secondo quanto stabilito dalle autorità competenti e quando una notevole percentuale di persone (80% o più) non esprime insoddisfazione verso di essa"*. In questa definizione si hanno due concetti importanti: il primo è che le Autorità competenti debbono controllare le definizioni di pericolosità e il secondo è che il criterio di applicazione della definizione di accettabilità è dato dalla percentuale minima di soddisfatti che debbono aversi per ogni concentrazione di contaminante. Molte procedure sono state introdotte per il controllo della qualità dell'aria. Il filtraggio, ad esempio, è una di queste che, però, non può rivestire carattere di assolutezza nei riguardi del controllo di tutti gli inquinanti.

4.1 LE SOSTANZE INQUINANTI

I criteri di classificazione delle sostanze inquinanti sono diversi e in particolare:

- ***Secondo la provenienza***: le sostanze sono generate internamente agli ambienti dalle persone, da processi chimico-fisici (ad esempio di combustione) da materiali di costruzione e dagli arredi. Le sostanze provenienti dal metabolismo umano sono CO_2, odori corporali, sostanze organiche tossiche di varia natura espulse attraverso la respirazione e la traspirazione dalla pelle. A queste si aggiungono i fumi da tabacco, dalla cottura di cibi, da prodotti chimici utilizzati per la pulizia o per le fotocopiatrici, le stampanti,… Inoltre i materiali edilizi sono essi stessi sorgenti di emissione di sostanze inquinanti (gas, radon, particolati, …). Sostanze inquinanti possono anche provenire dall'esterno attraverso la ventilazione (naturale o forzata) e con l'apertura di porte e finestre. Fra questi inquinanti si hanno CO, SO_x, CO_x e composti volatili organici (VOC) di varia natura nonché particolato sospeso nelle polveri, l'ozono,…
- ***Secondo la tipologia***: possono essere gas o vapori (CO, CO_2, SO_x, NO_x, VOC, O_3, Radon), inquinanti biologici quali microrganismi (muffe, funghi, batteri, virus, protozoi, ..), inquinanti organici di origine animale o vegetale (polline, spore, ..), fumo da tabacco o particolato fibroso, polvere. Le quantità di inquinanti sono di solito espresse in *ppm* (parti per milione), mg/m^3, $\mu g/m^3$, Bq/m^3. I valori tollerati variano molto da paese a paese e molto spesso i dati di riferimento sono mancanti.
- ***Secondo gli effetti provocati***: si hanno vari tipi di effetti sull'organismo umano. Più comunemente si hanno effetti *sensoriali* come odori, effetti *fisiologici* come il mal di testa o l'affaticamento o la nausea, effetti *biologici* come irritazioni alle mucose o agli occhi o anche reazioni allergiche, effetti *mutanti* e quindi *carcinogeni*.

---

[15] Il riferimento è, ovviamente, agli impianti di condizionamento a tutt'aria con ricircolo parziale o totale.

4.2 INDICATORI DELLA QUALITÀ DELL'ARIA

Per alcuni inquinanti si possono definire opportuni indicatori (indici) di qualità dell'aria negli ambienti confinati.

4.2.1 CO_2 E BIOEFFLUENTI

I bioeffluenti sono emessi dal corpo, attraverso la respirazione e i pori della pelle, degli occupanti sia sotto forma di gas che di piccolissime particelle. La loro presenza crea un senso di sgradevolezza e fastidio e in concentrazioni elevate possono avere conseguenze gravi sulle persone. Poiché la presenza dell'uomo è associata alla respirazione e quindi all'emissione della CO_2 ecco che si assumere questa come indice di presenza umana. La portata di CO_2 conseguente all'attività metabolica, in condizioni normali ambientali e a bassa attività metabolica, è data dalla semplice relazione:

$$V_{CO_2} = 17 \cdot M \qquad [78]$$

con *M* metabolismo (in *Met*) e V_{CO2} in litri all'ora (*L/h*). Nel caso di lavoro leggero (ufficio, abitazione) allora il fattore di proporzionalità diviene 18÷19. Oggi si tende a considerare insufficiente la CO_2 come indicatore di presenza. Il limite massimo tollerato è pari a 1000 ppm.

4.2.2 PRODOTTI DI COMBUSTIONE: SO_X, NO_X, CO

Sono gas tossici ed irritanti e sono originati dalla combustione in impianti a gas, cucine, stufe a gas, sigarette. Gli SO_x hanno azione irritante per l'apparato respiratorio e diventa tossico per concentrazioni superiori a 5 ppm.

L'NO_2 provoca disturbi respiratori, specialmente nei bambini, per concentrazioni superiori a 350 $\mu g/m^3$. Negli adulti si hanno problemi oltre i 1000 $\mu g/m^3$. Il CO è estremamente tossico poiché interagisce con la capacità di trasporto dell'ossigeno dell'emoglobina. La sua pericolosità si manifesta già a concentrazioni di 10÷20 ppm.

Il fumo da tabacco contiene, oltre a gas organici di varia natura (*catrame, formaldeide, fenoli, catecoli, ammine, benzopirene,* NO_x, CO_2, *CO*), anche particolato con dimensioni comprese fra 0.1÷0.3 μm. Gli effetti del fumo sono di irritazione agli occhi e alle vie respiratorie fino ad indurre difficoltà di respirazione in soggetti sensibili. E' stata inoltre provata una correlazione forte fra il fumo di tabacco e il cancro ai polmoni per lunghe esposizioni.

4.2.3 COMPOSTI ORGANICI VOLATILI, VOC

Sotto l'acronimo *VOC* (*Volatile Organic Compounds*) si raccolgono numerosi gas di origine organica quali idrocarburi aromatici, clorurati, alcani, terpeni, aldeidi. Negli edifici residenziali sono particolarmente diffusi il *toluene* e la *formaldeide* sotto forma di particolato aerodisperso (*aerosol*).

Questi componenti vengono generati da composti chimici utilizzati nelle costruzioni (colle, vernici, deodoranti, termicidi, solventi per vernici, …. E pertanto sono presenti in edifici chiusi e poco ventilati. Alcuni VOC sono generati anche nei processi di combustione, dal fumo di sigarette e dalle emissioni biologiche organiche. La formaldeide ha effetti irritanti già a concentrazioni oltre e 2 mg/m^3 e può produrre neoplasie per concentrazioni superiori. Si pensa che i VOC possano essere un indicatore della qualità dell'aria così come la CO_2 e l'NH_3 lo sono per i bioeffluenti. Attualmente esistono delle tecniche di misura complessiva dei VOC e si suole indicare questa misura con TVOC (*Total VOC*). Si hanno discordanze nei risultati e nei dati raccolti in questi ultimi anni.

4.2.4 IL RADON

Il Radon è un gas radioattivo che emette particelle alfa molto energetiche e che deriva dalla catena di decadimento dell'*Uranio 235* e *Uranio 238*. E' presente nelle rocce (specialmente di origine vulcanica) e in genere nei materiali da costruzione, è pesante e pertanto si mantiene basso negli ambienti. La sua pericolosità nasce dalla stazionamento nelle vie respiratorie e quindi al bombardamento localizzato che può portare al cancro ai polmoni e alla gola.

Il trasporto del radon avviene per diffusione molecolare (legge di *Fick*) e per convezione (legge di *Darcy*). La concentrazione media di radon nelle abitazioni italiane (secondo una ricerca *CNR-ENEA* del 1994) è di 77 Bq/m^3.

Si possono avere concentrazioni più elevate, anche oltre i *400 Bq/m³* che è considerato il valore di soglia oltre il quale si ha una effettiva pericolosità ed occorre procedere ad interventi cautelativi. Studi recenti tendono ad abbassare tale limite a *200 Bq/m³*.

4.2.5 CONTAMINATI BIOLOGICI

Si tratta di microrganismi viventi quali batteri, spore, funghi, virus,… e che trovano la loro sede in zone umide quali quelle che si possono trovare negli impianti di condizionamento, nelle pareti con condensa superficiale, umidità affiorante dal terreno, ...Il rischio di una germinazione biologica su una parete è tanto maggiore quanto minore è la sua temperatura superficiale (vedi verifica di Glaser per la condensazione superficiale e interstiziale) e quindi tale rischio è maggiore nei climi freddi in presenza di pareti non isolate o in corrispondenza dei *ponti termici*. Anche l'aumento della pressione di vapore è causa della formazione di condensa e pertanto se si è in presenza di sorgenti di vapore si ha un maggior rischio di formazione di muffe.

Negli impianti di condizionamento le zone di maggior pericolo sono le batterie di umidificazione e di raffreddamento, le torri evaporative, le bacinelle di acqua di condensa o di umidificazione, sistemi di filtrazione non ben manutenzionati,…: in queste zone si possono avere spore di *Aspergillus* o di *Penicillium*, di *micotossine aerodisperse*, polveri e *VOC*.

Gli effetti dei contaminanti biologici sono allergie, cefalee, irritazione delle mucose faringee e bronchiali, astenie, … Questi sintomi generano la *Sindrome da Edificio Malato* (nota anche come *Sick Building Syndrome, SBS*) che, da mali informati, viene attribuita alla presenza di impianti di condizionamento mal tenuti e mal condotti. In realtà i contaminanti biologici trovano origine in una serie di concause fra le quali, certamente, la cattiva manutenzione e una non corretta gestione degli impianti tecnologici è determinante.

4.3 IL CONTROLLO DELL'INQUINAMENTO INDOOR

Quanto sopra detto pone il problema di effettuare un controllo sistematico dell'IAQ per evitare conseguenze dannose alla salute dell'uomo. In genere occorre prima individuare le cause dell'inquinamento interno e rimuovere le cause ad esempio rinnovando l'arredamento, cambiando tipologia della vernice, disinfettando gli ambienti, riducendo l'emanazione e la concentrazione di VOC mediante una corretta ventilazione. E' però opportuno comprendere che la diluizione degli inquinanti è solo una falsa soluzione del problema: occorre, invece, ridurre la produzione degli inquinanti, cioè andare alla sorgente del problema.

La soluzione del problema è anche funzione della qualità dell'aria esterna e pertanto si hanno esigenze diverse a seconda che si sia in montagna, al mare o in città con forte inquinamento dell'aria esterna. La filtrazione dell'aria è spesso necessaria e deve essere opportunamente controllata per evitare la formazioni di inquinanti biologici. La tendenza a diluire gli inquinanti mediante una maggiore portata di aria di ventilazione va contro alle esigenze di risparmio energetico date dalla L. 10/91 e dal *DPR 412/93*. Infatti una maggiore ventilazione comporta elevati valori di C_v e quindi della potenza termica di riscaldamento e quindi spesso non si è in condizioni di verificare i disperdimenti totali degli edifici.

Oggi si cerca di portare i valori delle portate di ventilazione oltre i valori di 2 ÷ 3 L/s/m² e in alcune nazioni ci si chiede se ciò sia, alla fine, un bene per la qualità dell'aria interna. La ventilazione degli ambienti pone poi problemi non semplici nell'uniformità della distribuzione dell'aria negli ambienti e della variabilità delle condizioni interne con il tempo, come, ad esempio, in una scuola che ha la maggiore esigenza nelle ore della mattinata e non nel pomeriggio.

Purtroppo in Italia non abbiamo un quadro di riferimento normativo che suggerisca le soluzioni migliori da adottare e/o gli standard da assicurare. La Legge 10/91 e il suo regolamento di esecuzione DPR 412/93 vedono la ventilazione solo dal punto di vista energetico e di riduzione dei consumi. Lo stesso dicasi per la L. 626/94 e per la norma *UNI-CIG 7129* che vedono la ventilazione degli ambienti dal punto di vista della sicurezza per le installazioni alimentate a gas.

La raccolta più aggiornata è in Italia data dalla *UNI-CTI 10339* "*Impianti aeraulici a fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta dell'offerta, l'ordine, la fornitura*".

Le metodologie risolutive del problema del controllo della qualità dell'aria sono essenzialmente 3:

1. ***Approccio prescrittivo*** : si prescrivono le portate d'aria minima o massima per persona (o per m² di superficie) in base alla categoria e alla destinazione d'uso dell'edificio. Un esempio è dato dalla norma *UNI-CTI 10339*.
2. ***Approccio prestazionale***: si fissano i limiti di concentrazione degli inquinanti e pertanto le portate di aria esterna debbono garantire tali limiti. Questa metodologia richiede la conoscenza degli inquinanti e delle sorgenti.
3. ***Approccio olfattivo***: si tratta di limitare le concentrazioni di inquinanti in modo da ridurre la percezione olfattiva degli stessi. Questo metodo, basato su studi effettuati inizialmente da O. Fanger, è indicato nella norma *CEN prENV 1752* ed è in discussione in Italia. L'applicazione del metodo richiede la stima del *carico inquinante sensoriale totale* (dovuto alle persone, ai materiali dell'edificio e degli impianti di climatizzazione) e la determinazione della portata d'aria sufficiente a contenere la percentuale di persone insoddisfatte dalla percezione dell'aria al di sotto di una certa soglia.

4.4 IL METODO DECIPOL

Ala 4° Conferenza Internazionale sulla *Indoor Air Quality and Climate*, Berlino 1987, *Ole Fanger* ha presentato una relazione su "*The solution to the Sick Building Mistery*" La soluzione che Fanger ha presentato è divenuta un metodo oggettivo per valutare l'IAQ mediante la percezione sensoriale.

L'unità di misura introdotta per la percezione sensoriale fu il *decipol* in analogia al *decibel* utilizzato in Acustica e al *lumen* per l'illuminotecnica. Prima del metodo proposto da *Fanger* e da P. *Bluyssen* le misure chimiche e fisiche non erano state capaci di spiegare le lamentele che si avevano per la scarsa qualità dell'aria. I sensi dell'uomo sembrano essere superiori agli strumenti, anche i più evoluti, soprattutto per la percezione degli odori di effluenti presenti nell'aria. Il naso dell'uomo presenta una sensibilità enormemente grande nella discriminazione di alcune sostanze chimiche. Da ciò nasce l'esigenza di valutare l'inquinamento dell'aria interna mediante valutazione sensoriale.

4.4.1 Calcolo Della Portata Di Ventilazione

Per calcolare la portata di ventilazione facciamo riferimento alla Figura 24 (*sistema aperto*) e al seguente simbolismo:

S:	(m^3_x/h)	Produzione di inquinanti
G :	(m^3/h)	Portata di ventilazione
μo :	(m^3x/m^3a.St.)	Concentrazione dell'inquinante all'ingresso
i :	(m^3x/m^3a.St.)	Concentrazione dell'inquinante all'uscita

Possiamo scrivere il seguente bilancio delle masse:

$$G\ \mu_o + S = G\ \mu_i$$

da cui si ha il valore della portata necessaria per avere la concentrazione interna:

$$G = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} \quad (\frac{m^3}{h}) \qquad [79]$$

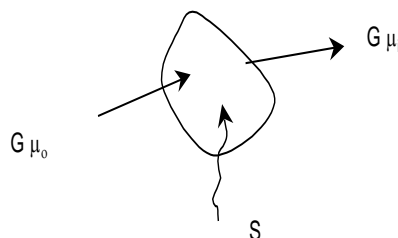



Figura 24: Bilancio delle portate di massa

Ad esempio, per la produzione di CO_2 all'interno degli ambienti per ciascun individuo si ha, vedi la [78];

$$S_{CO_2}[\frac{L}{h}] = 17\ M\ [met]$$

Per attività sedentaria *M = 1 Met*, quindi S=17 (*L/h*).

4.4.2 Calcolo Della Portata In Condizioni Tipiche

Per la valutazione di μ_o si può utilizzare la seguente tabella che riporta la composizione dell'aria standard:

Elemento	*% in Volume*	*% in Peso*
Azoto	*78.084*	*75.52*
Ossigeno	*20.948*	*23.15*
$Ar+Ne+H_2+CH_4$	*0.936*	*1.28*
CO_2	*0.032*	*0.05*
	100 %	*100 %*

Tabella 30: Composizione dell'Aria Standard (a. St.)

Si può assumere[16] in condizioni normali per edifici civili:

$$\mu_o = 0.035\% \text{ in Vol.} = 350\ 10^{-6}\ \frac{m^3_{CO_2}}{m^3_{a.St}} = 350 \text{ ppm}$$

Per la valutazione di μ_i occorre tenere conto delle seguenti grandezze:

- *Maximum Allowable Concentration (MAC)*
- *Acceptable Indoor Concentration (AIC)*
- MAC = 5000 ppm (brevi esposizioni)
- AIC = 1000÷2500 ppm
- AIC_{odor} = 800÷1500 ppm (ai fini olfattivi)

Si assume ai fini pratici che la concentrazione interna sia pari a:

$$\mu_i = 0.1 \% \text{ in Vol.} = 1000 \text{ ppm} = 1000\ 10^{-6}\ \frac{m^3_{CO_2}}{m^3_{a.St.}}$$

Allora, per la [79], si ha, supponendo un'attività di 1 Met :

$$G = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} = \frac{17\ \ 10^{-3}}{(1000-350)\ 10^{-6}} = 26\ \frac{m^3_{a.St.}/h}{pers.} = 7.2\ \frac{L/s}{pers.}$$

4.4.3 PORTATA DI ARIA ESTERNA PER LA DILUIZIONE DELLA CO2

Al variare della % di CO_2 ammissibile in ambiente la portata di aria esterna varia con l'attività fisica svolta secondo quanto rappresentato dalla Figura 25. Come si può ben osservare al crescere dell'attività fisica cresce molto il valore della portata di ventilazione, a parità della concentrazione di CO_2 nell'aria.

4.4.4 IMPLICAZIONI ENERGETICHE DELLA VENTILAZIONE

Non si può pensare di far crescere la portata di ventilazione senza avere ripercussioni sul costo di esercizio e sul dimensionamento degli impianti.

Si ricordi, infatti, che il carico termico associato all'aria di ventilazione è dato da:

$$Q = G\ \rho\ C_p\ (T_i - T_e) \qquad [80]$$

---

16 Il dato 0.032% in Vol. di CO_2 si riferisce alla composizione dell'aria standard (siti non inquinati). Per tener conto della reale situazione delle aree urbane, si assume un valore leggermente superiore e pari a 0.035% in Vol.

Il calore per unità di volume ambiente V per una portata di 26 m³/h/persona, con aria esterna a 0 °C ed aria interna a 20 °C, indicando con X il numero di persone per unità di area di pavimento (indice di affollamento) è allora:

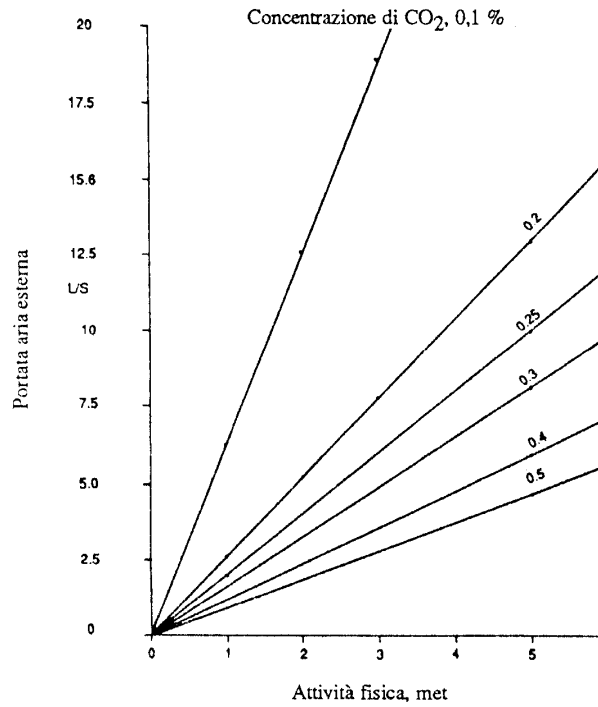



Figura 25: Portata di aria esterna al variare dell'attività fisica e della % di CO_2

$$q\left(\frac{W}{m_V^3}\right)=26\left(\frac{m_a^3/h}{pers.}\right)\ X\left(\frac{pers.}{m^2}\right)\ \frac{1}{3}\left(\frac{m^2}{m_V^3}\right)\ 1.29\ \left(\frac{kg}{m_a{}^3}\right)10^3\left(\frac{J}{kg°C}\right)(20-0)\ (°C)\ \frac{1}{3600\ \frac{s}{h}}$$

ovvero semplificando:

$$q\left(\frac{W}{m_V^3}\right)=62\ \ X\left(\frac{pers.}{m^2}\right) \qquad [81]$$

Gli indici di affollamento più usuali sono:

$$X=\begin{cases}0.06 & Abitazioni\\ 0.2 & Uffici\\ 0.8 & Scuole\end{cases}$$

Per cui la [81] fornisce:

$$q\cong\begin{cases}4 & \text{W/m}^3\ \ Abitazioni\\ 12 & \text{W/m}^3\ \ Uffici\\ 50 & \text{W/m}^3\ \ Scuole\end{cases} \qquad [82]$$

Assumendo un carico termico di riferimento : $q^*=20\ W/m^3$ si ha il seguente rapporto:

$$f\ =\ \frac{q}{q^*}\ \cong\begin{cases}20\ \ \ \% & Abitazioni\\ 60\ \ \ \% & Uffici\\ 250\ \ \% & Scuole\end{cases}$$

Il carico termico di ventilazione è particolarmente gravoso nel settore terziario.

4.4.5 STANDARD ASHRAE 62/89

Le portate d'aria indicate dallo *Standard ASHRAE 62/89* sono riportate nella seguente tabella:

Tipo di ambiente	*persone/100 m²*	*m³/h persona*	*L/s persona*
Sale conferenza	50	36	10
Bar, cocktail lounges	100	54(1)	15(1)
Ristoranti	70	36(1)	10(1)
Camere d'albergo		54(2)	15(2)
Uffici	7	36	10
Caffetterie, fast food	100	36	10
Aule scolastiche	50	29	8
Librerie	20	29	8
Sale da fumo	70	108(3)	30(3)
Sale d'aspetto	100	29(3)	8(3)
Residenze		(4)	(4)
Grandi magazzini			
piano terra e cantina	30	5,4(5)	1,5(5)
piani superiori	20	3,6(5)	1,0(5)
salottini prova abiti	-	3,6(5)	1,0(5)
magazzini	5	2,7(5)	0,75(5)
Studi fotografici	10	29	8
Teatri - biglietterie	60	36	10
Teatri - atri	150	36	10
Teatri e sale spettacoli	150	29	8
Parrucchieri uomo	25	29	8
Parrucchieri donna	25	47	13

Portate raccomandate di aria esterna
1) Raccomandabile l'impiego di filtri ad alta efficienza
2) Valori riferiti alla camera e non agli occupanti
3) Raccomandabili estrazioni localizzate
4) 0,35 volumi ambiente/ora, ma non meno di 8 L/s (29 m3/h) per persona
5) Valori riferiti al metro quadro di superficie ambiente

Tabella 31: Portate standard ASHARE 62/89

4.4.6 NORMA UNI 10399

Secondo la norma UNI-CTI 10339 si hanno i seguenti valori consigliati.

Categoria edificio	**m³/h/persona**	**m³/h/m² pavimento**
Abitazioni Civili		
Soggiorni, camere da letto	40	
Cucina, bagni, servizi	estrazioni	
Collegi, Caserme, Conventi		
Sale riunioni	32	
Dormitori/camere	40	
Cucina		60
Bagni/servizi	Estrazioni	
Alberghi, pensioni		
Ingressi, soggiorni	40	
Sale conferenze	20	
Sale da pranzo	35	

Camere da letto	40	
Bagni, servizi	Estrazioni	
Edifici per uffici e assimilabili		
Uffici (singoli e open space)	40	
Locali riunione	35	
Centri elaborazione dati	25	
Servizi	Estrazioni	
Ospedali, cliniche, case di cura		
Degenze, corsie, camere sterili	40	
Camere infettivi	Tutta aria esterna	
Sale mediche/soggiorni	30	
Terapie fisiche	40	
Sale operatorie/sale parto		Tutta aria esterna
Servizi	Estrazioni	
Edifici adibiti ad attività ricreative, associative e di culto		
Cinema, Teatri, Sale congressi	Estrazioni	
Atri, foyer, bar	Estrazioni	
Palcoscenici, studi TV	45	
Sale riunioni con fumatori	35	
Servizi	Estrazioni	
Borse titoli	35	
Sale attesa stazioni e metropolitane	Estrazioni	
Musei, biblioteche, chiese	22	
		Segue con altri dati

Tabella 32: valori raccomandati dalla UNI-CTI 10399

4.4.7 VENTILAZIONE E PERCENTUALE DI INSODDISFATTI

Fanger ha riportato il seguente diagramma nel quale si ha la *PPD* in funzione della portata di aria di ventilazione.

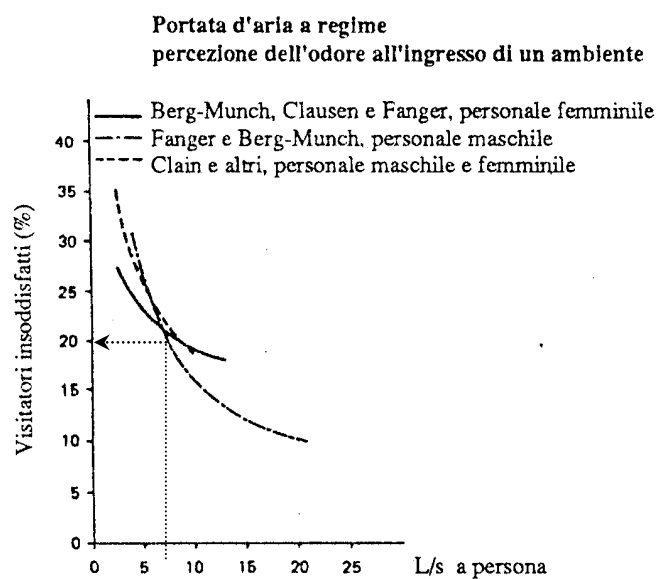



Figura 26: Relazione fra PPD e portata di aria di ventilazione

Come si vede è possibile associare la qualità dell'aria alla *PPD*. Se si pone la portata pari a 7.2 L/s a persona (cioè *26 mc/h/persona*) si ha una *PPD*=20%. Una qualità migliore (cioè minore *PPD*) comporta una portata di ventilazione maggiore e quindi una maggiore spesa impiantistica.

4.5 SICK BUILDING SYNDROME

Nonostante gli alti standard igienici e tecnologici degli edifici, nelle indagini effettuati in questi ultimi anni si è visto che oltre il 20% degli occupanti si dichiara insoddisfatta delle condizioni microambientali.

4.5.1 BUILDING RELATED ILLNESS

Le cause possibili possono essere diverse, fra le quali si ricordano:

- Genericità dei sintomi (nasali, respiratori e cutanei)
- Mancanza di eziologia specifica
- Diffuso malessere
- Cefalee e sonnolenza
- Indebolimento dell'attenzione
- Perdita di rendimento sul lavoro

La sintomaticità non è facilmente correlata alle cause.
Spesso l'insieme di questi sintomi viene definito come *Sindrome da edificio malato*.

4.6 NUOVO STANDARD ASHRAE 62/89 R

Anche l'*ASHRAE* sta abbandonando l'impostazione "*prescrittiva*" a favore di una impostazione "*prestazionale*" per tener conto del carico inquinante d'ambiente (materiali, impianti etc.).

Nella revisione (in corso) dello St. 62/87, la portata di ventilazione di valuta dalla formula:

$$DVR = \underbrace{R_p\, P_p\, D}_{person} + \underbrace{R_B\, A_B}_{building} \qquad [83]$$

ove vale il simbolismo:

- DVR = Design outdoor Ventilation Rate, *L/s/person*
- D = Fattore di attenuazione (D =0.5÷0.75 per le abitazioni)
- A_B = Superficie del pavimento, *m²*
- P_p = Numero di occupanti
- R_p = Portata di ventilazione rif. alle persone_(vedi Tabella 33)
- R_B = Portata di ventilazione rif. ai materiali (vedi Tabella 33)

Ambiente	R_p *(L/s/persona)*	R_B *(L/s/m²)*
Ufficio	3,0	0,35
Sala riunioni	2,5	0,35
Area fotocopiatrici	2,5	2,35
Centro di calcolo	2,5	0,35
Ristorante-	3,0	0,85
Albergo (camera)	2,5	0,75
Negozio	3,5	0,85
Palestra area da gioco	10,0	0,20

Tabella 33: Valori di portata d'aria nel nuovo ASHARE 62/89

4.7 PRESCRIZIONI NORMATIVE VIGENTI IN ITALIA

Nella seguente tabella si riportano le norme vigenti in Italia per le tipologie impiantistiche più usuali..

Nella Tabella 35 sono riportati i valori di portata di ventilazione secondo varie norme internazionali ed europee.

Si può osservare come i valori consigliati non siano molto discosti, tranne qualche eccezione, e che i valori consigliati dalla *UNI-CTI 10399* siano allineati agli standard internazionali.

Settore	Applicazione	Affollamento [pers/100 m²]	Aria Esterna [m³/h pers]
E.1 Residenze DPR 28-6-77 n.1052 Circ. Min. LLPP 13011	abitazioni civili collegi, caserme alberghi, pensioni WC	4 10 5	40 40 40 estraz. 4-8 Vol/h
E.2 Uffici Circ. Min. LLPP 13011	singoli open space riunioni ced WC	7 12 60 8	40 40 32 28 estraz. 4-8 Vol/h
E.3 Ospedali L.11-11-75 n.584 DM 18-5-76 DM 5-8-77	degenze corsie camere sterili visite soggiorni, terapie WC	8 12 8 5 20	40 40 40 30 40 estraz. 4-8 Vol/h
E.4 - Attiv.ricreative Circ. Min. LLPP 13011	cinema musei, biblioteche bar, ristor., sale ballo WC	150 80 60	20 20 35 estraz. 4-8 Vol/h
E.5 - Commercio	grandi magazzini negozi	25 20	30 40
E.6 - Sport DM 18-12-75 DL 25-8-89	piscine palestre zone spettatori WC	30 20 150	– 60 25 estraz. 4-8 Vol/h
E.7 - Scuole DM 18-12-75	aule laboratori sale insegnanti WC	50 30 30	25 25 20 estraz. 4-8 Vol/h

Tabella 34: Quadro della normativa italiana per la ventilazione

4.8 LA STORIA DEL DECIPOL

Nella Figura 28 seguente si ha la fotocopia della prima pagina del primo articolo pubblicato *da O. Fanger* sul *Decipol* e quindi sul metodo della misura sensoriale olfattiva dell'inquinamento dell'aria dagli odori. Come già detto, Fanger intuì che poteva essere l'uomo a determinare la misura dell'inquinamento a causa del suo olfatto estremamente più sensibile alle basse concentrazioni di quanto non lo fossero le apparecchiature più sensibili. Si poneva il problema, però, di predisporre una procedura operativa standard e quindi ripetibile che potesse fornire in modo semplice, preciso ed affidabile una misura di sensazione olfattiva.

Il metodo di valutazione mediante risposte di visitatori si basa sulla percentuale di insoddisfazione di un certo numero di persone che analizzano la *IAQ* di un ambiente ed esprimono giudizi assolutamente soggettivi. E' ragionevole pensare che persone appositamente addestrate al riconoscimento degli odori forniscano valutazioni più oggettive e riproducibili, più simili cioè ad una misura effettiva che ad una sensazione generica. E' stato allo scopo definito un metodo basato sull'analisi condotta da operatori qualificati che tramite un apparecchio detto *decipolmetro* misurano in decipol la *IAQ* di un ambiente, riuscendo ad avvertire la presenza di particolari inquinanti.

Il decipolmetro, schematizzato in Figura 27, si basa praticamente sulla equivalenza fra le sensazioni olfattive provocate da una concentrazione nota di 2-propanone e dall'aria dell'ambiente in esame. L'operatore, variando il numero di boccette contenenti 2-propanone che evapora passivamente all'interno dello strumento riproduce il livello di odore avvertito nello ambiente.

Il numero di boccette è ovviamente proporzionale alla concentrazione di gas allo interno dello strumento e questa, espressa in ppm, è legata al livello di inquinamento dell'aria espresso in decipol secondo la relazione seguente:

$$C = 0{,}84 + 0{,}22\ X$$

con X = concentrazione del *2 propanone*.

Tipo di edificio o locale	Portate di ventilazione calcolate in accordo con ECA Guidelines 1992 [1]		UNI 10339 1995	DIN 1946 1994 [2]	CIBSE Guide 1978	Normative Francesi [3]	SCANVAC Guidelines 1994 Quality	NKB 81E Indoor Climate and Air D2-1987 1991	Regolam. Nazionale Costruttori Finlandese	ASHRAE 62/89
	in edifici con impiego di materiali poco inquinanti [4]	in edifici con impiego di materiali con media emissione inquinanti [5]								
	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)	Portata di ventilazione (L/s m²)
Ufficio singolo	3,3 1,4 0,8	7,2 4,6 2,3	0,7	1,1	–	0,7	3,2 1,4 –	1,1	1,0	1,0
Ufficio open space	2,8 1,2 0,7	6,7 4,2 2,3	1,3	1,6	1,3	0,5	2,7 1,2 –	1,0	1,5	0,7
Sala conferenze	10,0 4,3 2,4	14,3 9,1 4,6	8,2	2,8-5,6	6,0	2,5	9,6 4,2 –	3,5	4,0	5,0
Aula scolastica	12,5 5,4 3,0	17,0 10,8 5,4	2,7	4,2	–	2,1	9,6 4,2 –	4,9	2,0	–
Aula asilo	11,7 5,0 2,0	17,9 11,4 5,7	1,6	–	–	2,1	9,6 4,2 –	4,9	2,0	–
Grande magazzino	5,8 2,5	13,4 8,5	1,6	0,8-3,3	3,0	1,2	5,6 2,5	1,2	2,0	1,0

[1] Le portate di aria esterna richieste dipendono dalla qualità dell'aria esterna, dal carico inquinante dei materiali, dalla efficienza di ventilazione, dall'indice di affollamento e dalla presenza di fumatori; i valori riportati in questa colonna sono basati sulla assunzione di assenza di fumatori e si riferiscono a tre categorie di comfort: A, B, C.
[2] La norma DIN 1946 prevede come alternativa una procedura di calcolo simile a quella descritta nel Draft dello Standard CEN prENV 1752.
[3] Valori basati su normative francesi e su particolari assunzioni
[4] Valori corrispondenti alle assunzioni di aria esterna priva di inquinanti, indice di affollamento medio, scelta di materiali con basso valore di carico inquinante (*target value* ECA 1992), efficienza di ventilazione pari a 1.0
[5] Valori corrispondenti alle assunzioni di aria esterna di qualità media, materiali con carico inquinante pari a quello medio rilevato nelle rilevazioni effettuate sugli edifici (ECA. 1992), efficienza di ventilazione pari a 0,8.

Tabella 35: Valori delle portate secondo vari standard

Fanger definisce *olf* "***la quantità di bioeffluenti prodotta da una persona standard in condizioni di comfort termico***".

Egli definisce *decipol* "***l'inquinamento prodotto da una persona standard (olf) ventilato con una portata di 10 L/s di aria non inquinata***".

4.9 LE CORRELAZIONI SPERIMENTALI PPD - DECIPOL

Fanger ha trovato la correlazione sperimentale che lega la percentuale di insoddisfatti al valore della portata dell'aria di ventilazione, come raffigurato nella Figura 29, data dalla seguente equazione:

$$PD = 395\ \exp\ (-1.83\ q^{\,0.25}) \qquad [84]$$

valida per $q \geq 0.332$ *L/s* e

$$PD = 100 \quad per \quad q < 0.332 \quad L/s \qquad [85]$$

I valori dati dalla curva possono essere utilizzati per studiare la qualità dell'aria in edifici non industriali. La platea campione per esprimere i giudizi (PPD) è composta da almeno 50 giudici che confrontano olfattivamente (*decipolmetro*) le situazioni che si ottengono al variare della portata di ventilazione. Le sperimentazioni si svolgono in tre fasi:

- I giudici visitano i locali senza occupanti e senza ventilazione;
- I giudici visitano i locali senza gli occupanti ma con la ventilazione;
- I giudici visitano i locali con gli occupanti e con la ventilazione.

Le misurano legano la sensazione olfattiva alle sorgenti inquinanti provenienti dai materiali, dal sistema di ventilazione e dall'attività degli occupanti. Per l'espressione di un giudizio Fanger ha predisposto un apposito questionario composto da una domanda con cinque possibilità di risposta:

Senti un qualsiasi odore? Si No

Se Si quale delle seguenti voci esprime la tua sensazione:

1.	Piacevole
2.	Neutrale
3.	Non piacevole
4.	Molto spiacevole
5.	Non sopportabile

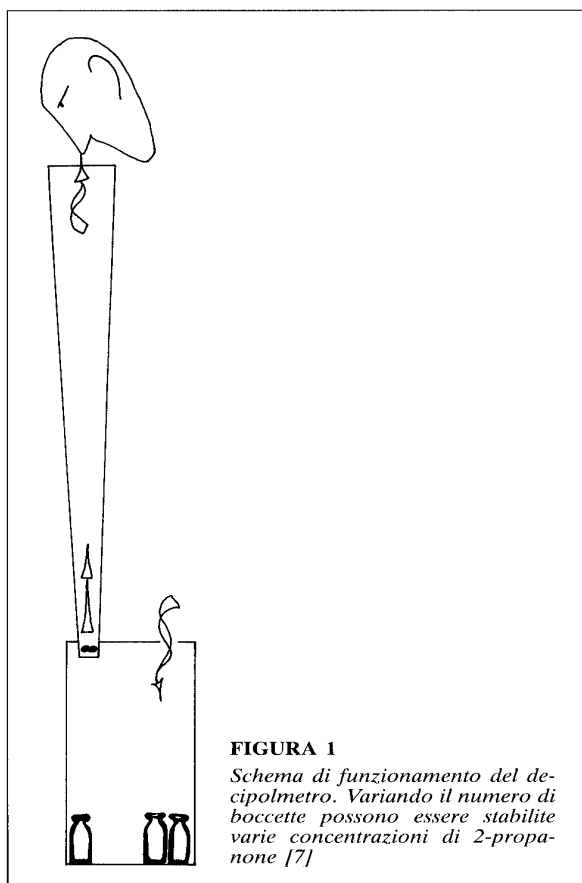



Figura 27: Il decipolmetro

Elaborando i risultati del questionario si sono trovate le correlazioni sperimentali fra la percentuale di insoddisfatti, *PPD*, e la qualità dell'aria espressa in decipol, come raffigurato in Figura 30.

La correlazione fra la qualità dell'aria e i decipol è la seguente:

$$C_i = 112[\ln(PD - 5.98)^{-4} \qquad [86]$$

Quality Level	Perceived Air Quality	
	PD %	Decipol
A	10	0.6
B	20	1.4
C	30	2.5

Tabella 36: Qualità dell'aria in funzione della PPD e dei decipol

Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors

P. O. FANGER
Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark, DK-2800 Lyngby (Denmark)
(Received August 17, 1987; accepted October 23, 1987)

SUMMARY

Two new units, the olf and the decipol, are introduced to quantify air pollution sources and air pollution perceived by humans indoors and outdoors. The olf is introduced to quantify pollution sources. One olf is the emission rate of air pollutants (bioeffluents) from a standard person. Any other pollution source is quantified by the number of standard persons (olfs) required to cause the same dissatisfaction as the actual pollution source. The olf unit is analogous to lumen and watt for light and noise sources. The decipol is introduced to quantify the concentration of air pollution as perceived by humans. The perceived air pollution is that concentration of human bioeffluents that would cause the same dissatisfaction as the actual air pollution. One decipol is the pollution caused by one standard person (one olf), ventilated by 10 l/s of unpolluted air. The decipol unit is analogous to lux and decibel(A) for light and noise. The percentage of dissatisfied as a function of the perceived air pollution in decipols is presented here, based on bioeffluents from more than one thousand occupants, judged by 168 subjects. A method for measurement of pollution sources and perceived air pollution is described. The new units provide a rational basis for the identification of pollution sources, for the calculation of ventilation requirements and for the prediction and measurement of air quality indoors and outdoors.

INTRODUCTION

In this paper two new units will be introduced, which make it possible to quantify air pollution sources and air pollution as perceived by humans in the indoor and the outdoor environment. This quantification provides a rational basis for identification and removal of pollution sources, for calculation of ventilation requirements and for establishing future ventilation standards in buildings. This has important, potential implications for the consumption of energy in buildings and for the prediction and measurement of air quality both indoors and outdoors.

For more than a century the quality of air has been judged by its chemical composition. In industrial environments, hygienists have established threshold limit values for single chemical compounds, where the chemicals in question are usually a result of the production process. The basis for the threshold limit values has been the relation between a dose of the chemical and the response of the workers. A limit has then been established below which the health risk was acceptable. These limits have generally been placed at relatively high levels, where it was quite easy to measure the chemical with standard instrumentation.

In non-industrial buildings (e.g., offices, schools or dwellings), the same hygienic/chemical principle has not been very successful. In such buildings there are often complaints about the indoor air quality, sometimes described as the 'sick building syndrome'. The syndrome comprises the sensation of stuffy, stale and unacceptable air, irritation of mucous membranes, headache, malaise, etc. The syndrome occurs in many buildings but with large variations in intensity. In some buildings only a few sensitive persons may complain, while in other buildings 20%, 40% or 60% of persons may suffer. Often there is no single chemical in the indoor air that can explain the complaints, but thousands of compounds may be present in concentrations several orders of magnitude lower than in

0378-7788/88/$3.50

Figura 28: Frontespizio del 1° articolo. di Fanger su olf e decipol

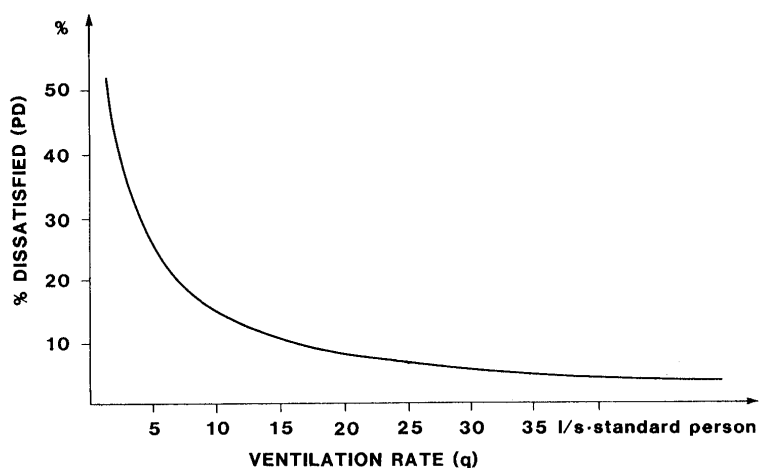



Figura 29: Correlazione sperimentale fra PPD e Portata d'aria di ventilazione

Fanger ha anche classificata la qualità dell'aria in funzione della *PPD* secondo la Tabella 36:

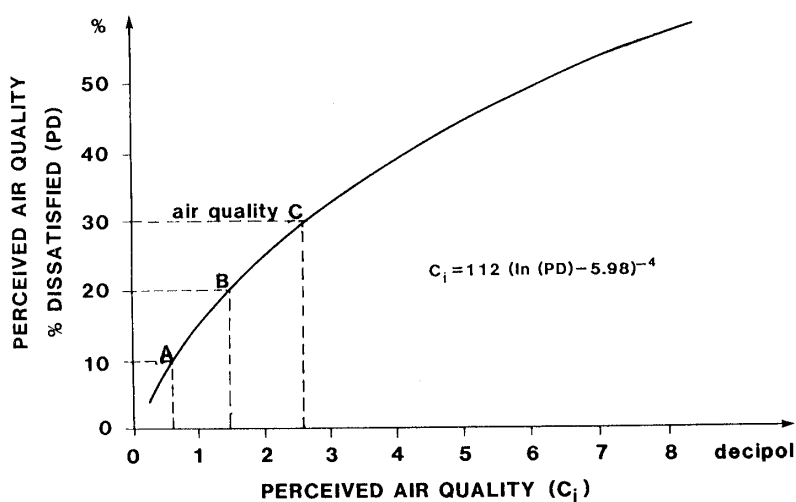



Figura 30: PPD in funzione della qualità dell'aria in decipol

4.9.1 INQUINAMENTO CAUSATO DALLE PERSONE E DAI MATERIALI

L'inquinamento prodotto dalla persone può essere dedotto dalla seguente Tabella 37. Gli indici di affollamento sono dati in Tabella 38 e le emissioni di alcuni materiali in edifici pubblici sono date in Tabella 39.

	Carico inquinante *Olf*	CO_2 *L/h/persona*	CO *L/h/persona*
Attività sedentarie (1,2 Met)			
Fumatori 0%	1	19	
Fumatori 20%	2	19	$11x10^{-3}$
Fumatori 40%	3	19	$21x10^{-3}$
Fumatori 100%	6	19	$53x10^{-3}$
Attività non sedentarie			
Livello basso (3 Met)	4	50	

Livello medio (6 Met)	10	100	
Livello alto (10 Met)	20	170	
Bambini			
3-6 anni (2.7 Met)	1.2	18	
14-16 anni (1.2 Met)	1.3	19	

Tabella 37: Carico inquinante prodotto dalle persone

Indici di affollamento

Edificio	*Persone/m2*
Uffici	0.07-0.1
Sale Conferenze	0.5
Teatri e auditorium	1.5
Scuole e Asili	0.5
Abitazioni	0.04-0.07

Tabella 38: Indici di affollamento

Inquinamento causato dai Materiali in edifici pubblici

Edificio	*Olf/m^2 (media)*	*Intervallo*
Uffici	0.3	0.02-0.95
Scuole	0.3	0.12-0.54
Asili	0.4	0.2-0.74
Teatri	0.5	0.13-1.32

Tabella 39: Inquinamento prodotto da alcuni materiali in edifici pubblici

I dati sono stati desunti dalla seconda pubblicazione di Fanger e suoi collaboratori il cui frontespizio è riportato in Figura 31.

4.9.2 TECNICHE DI DIFFUSIONE DELL'ARIA ED EFFICIENZA DELLA VENTILAZIONE

La distribuzione dell'aria negli ambienti assume importanza fondamentale poiché determina le maggiori o minori sensazioni di qualità dell'aria. Le tecniche utilizzate, delle quali si parlerà estesamente nel 2° Volume, sono essenzialmente due:

Perfect mixing distribution:

Essa è finalizzata a ottenere una uniforme diluizione (e quindi *concentrazione*) degli inquinanti in ambiente, tipica della maggior parte degli impianti di climatizzazione. L'aria fuoriesce da bocchette con velocità (da 2 *m/s* a 12 *m/s*) notevolmente superiori a quelle ammesse nella zona occupata dalle persone. Gli svantaggi di tale sistema sono: possibilità di correnti d'aria, probabile corto circuitazione dell'aria tra immissione ed estrazione, stagnazioni dell'aria in talune zone dell'ambiente.

Perfect displacement distribution:

Finalizzata alla rimozione totale dei contaminanti dal locale. Un fronte d'aria avanza da un lato all'altro dell'ambiente con moto a stantuffo (*plugflow*).

La concentrazione dei contaminanti varia pertanto da un minimo nella zona di immissione ad un massimo nella zona di estrazione. Tipico l'uso di tale sistema nelle sale operatorie. Sono richieste notevoli portate d'aria (dell'ordine del centinaio di ricambi orari) con una distribuzione uniforme su sezioni estese che possono essere sia orizzontali che verticali. L'adozione di grandi portate di aria implica da un lato piccole differenze di temperatura tra aria immessa e aria ambiente, e dall'altro una velocità dell'aria (circa 0,5 m/s) nella zona occupata dalle persone sicuramente superiore a quelle tradizionali. I due effetti si compensano, per quanto riguarda il livello di comfort interno. I distributori che realizzano questo tipo di distribuzione sono detti *a dislocamento* e consentono di mantenere una zona

sotto perfetto controllo della concentrazione. Si richiede che dalla parte opposta all'immissione mediante *dislocatore* vi siano le bocchette di ripresa dell'aria in modo da garantire un effetto *a pistone* .

4.9.3 PORTATA DI VENTILAZIONE COL METODO DI FANGER

Gli studi di Fanger e dei suoi collaboratori hanno portato a definire una metodologia analitica per il calcolo della portata dell'aria necessaria ad ottenere una desiderata qualità dell'aria. Si riprenda, a questo scopo, l'espressione della portata di ventilazione stabilita in precedenza, [79], per la condizione igienica (*h = health*) si ha:

$$G_h[\text{L/s}] = \frac{S}{\mu_i - \mu_o} \frac{1}{\varepsilon_v} \frac{[g/s]}{[g/L]} \qquad [87]$$

Il calcolo della portata secondo il Metodo di Fanger si fa sulla base di una relazione analoga, ma riscritta in termini di comfort (*C = comfort)* ossia in funzione di *OLF* e *DECIPOL*:

$$G_c[\text{L/s}] = 10 \frac{Q}{C_i - C_o} \frac{1}{\varepsilon_v} \frac{[\text{olf}]}{[\text{decipol}]} \qquad [88]$$

ove vale il simbolismo:

- G_c portata di ventilazione (L/s) richiesta per una corretta IAQ;
- Q carico di inquinamento percepito, *olf*;
- C_i qualità dell'aria percepita all'ingresso, *decipol*;
- C_o qualità dell'aria percepita all'esterno, *decipol*:
- ε_v efficienza di ventilazione.

Si definisce *Efficienza di ventilazione* il rapporto tra la concentrazione di inquinanti all'estrazione C_e e quella misurata nella zona di respirazione C_i:

$$\varepsilon_v = \frac{C_e}{C_i} \qquad [89]$$

Per la qualità dell'aria esterna si può utilizzare la seguente tabella:

Zona	Qualità dell'aria (decipol)
Aria non inquinata (mare, campagna, montagna)	0
Città con aria pulita	<0.1
Città con aria inquinata	>0.5

Tabella 40: Valori della qualità dell'aria esterna

Fanger ha determinato un legame, ricavato per via statistica, tra la percezione olfattiva, ζ, e la percentuale di insoddisfatti, *PPD*:

$$\zeta = \frac{112}{\ln(PPD - 5.98)^4} \qquad [90]$$

Con riferimento alla Tabella 36 si può riscrivere la [90] in funzione della massima percezione olfattiva ammessa, ζ_{limite}:

$$Q_c = 10 \frac{G}{\varepsilon_v (\zeta_{\lim} - \zeta_0)} \qquad [91]$$

ove con ζ_0 si indica la percezione olfattiva dell'aria esterna come indicato nella Tabella 40.

Air Pollution Sources in Offices and Assembly Halls, Quantified by the olf Unit

P. O. FANGER, J. LAURIDSEN, P. BLUYSSEN and G. CLAUSEN

Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark, DK-2800 Lyngby (Denmark)

(Received August 17, 1987; accepted October 23, 1987)

SUMMARY

Pollution sources were quantified by the new olf unit in 20 randomly selected offices and assembly halls in Copenhagen. The spaces were visited three times by 54 judges, who assessed the acceptability of the air: (1) while unoccupied and unventilated to quantify pollution sources in the space; (2) while unoccupied and ventilated to quantify pollution sources in the ventilation system; and (3) while occupied and ventilated to determine pollution caused by occupants and smoking. Ventilation rates, carbon dioxide, carbon monoxide, particulates, and total volatile organic compounds were measured, but did not explain the large variations in perceived air quality. For each occupant in the 15 offices there were on average 6 - 7 olfs from other pollution sources; 1 - 2 olfs were situated in the materials in the space, 3 olfs in the ventilation system, and 2 olfs were caused by tobacco smoking. The ventilation rate was 25 l/s per occupant, but due to the extensive other pollution sources only 4 l/s per olf. This explains why an average of more than 30% of the subjects found the air quality in the offices unacceptable. The obvious way to improve indoor air quality is to remove pollution sources in the spaces and in the ventilation systems. This will at the same time improve air quality, decrease required ventilation and energy consumption, and diminish the risk of draughts.

INTRODUCTION

Since Pettenkofer [1] and Yaglou [2], it has been common to express ventilation requirements per human occupant present in a space. In offices and similar spaces it was assumed that the occupants were the exclusive polluters. It was implicitly assumed in ventilation standards that the spaces and ventilation systems were ideally clean and that they did not contribute to the pollution.

We had a suspicion that this was an oversimplification. Many field studies have reported high rates of complaints about indoor air quality ('sick-building syndrome'). Such complaints would be difficult to explain exclusively by the pollution caused by human beings. There had to be other sources of pollution causing the complaints. We therefore decided to investigate a random sample of offices and asembly halls to quantify possible air pollution sources in the spaces and in the corresponding ventilation systems.

The new olf unit [3] was used to quantify the pollution sources. One olf is the emission rate of air pollutants (bioeffluents) from a standard person. Any other pollution source is quantified by the number of standard persons (olfs) required to cause the same dissatisfaction as the actual pollution source.

METHOD

The traditional way of investigating how air quality is perceived in existing buildings has been to ask people to judge the air at their own workplace. Such enquiries may be influenced by psycho-social factors, e.g., the relationship to colleagues, management, building owners, etc. These confounding factors make it difficult to compare different buildings. The unique method used here was to hire independent judges to visit all the buildings under study. We have used this method once previously during an investigation of background odour in smoking spaces [4].

The other unique feature of this study was that our judges also visited the buildings when

0378-7788/88/$3.50

Figura 31: Frontespizio del 2° articolo di Fanger

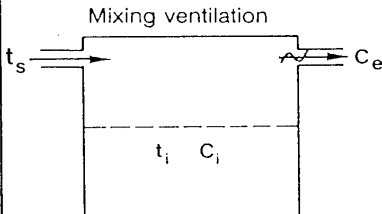
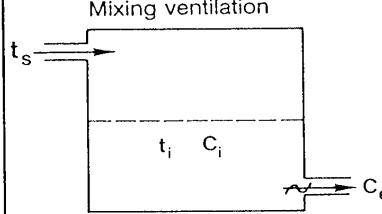
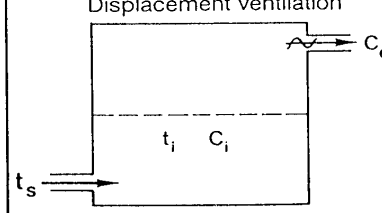
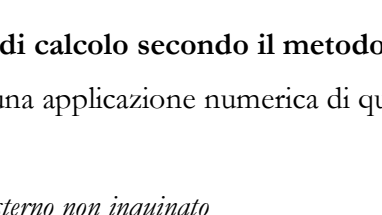
Ventilation effectiveness in the breathing zone of spaces ventilated in different ways

Ventilation Principle	Temperature difference between supply air and air in breathing zone, t_s- t_i °C	Ventilation Effectiveness
Mixing ventilation	< 0	0.9 - 1.0
	0 - 2	0.9
	2 - 5	0.8
	> 5	0.4 - 0.7
Mixing ventilation	< - 5	0.9
	0 - -5	0.9 - 1.0
	> 0	1.0
Displacement ventilation	> 2	0.2 - 0.7
	0 - 2	0.7 - 0.9
	< 0	1.2 - 1.4

Figura 32: Tipologie impiantistiche per la distribuzione dell'aria

Esempio di calcolo secondo il metodo di Fanger

Si esegua una applicazione numerica di quanto sopra esposto per fissare i concetti fondamentali.

Dati :

Ambiente esterno non inquinato	*(C_o =0 decipol)*
Ambiente interno di Classe C	*(PD=30%)*
Occupanti :	*Fumatori 40%*
Indice di affollamento	$X = 0.07$ *persone/m²*
Materiali di qualità olfattiva standard	$Q_M = 0.3$ *olf/m²*
Efficienza di ventilazione	$\varepsilon_v = 0.9$

Calcolare la portata di ventilazione G in (L/s) e (m³/h).
Calcolare il Numero di ricambi orari del locale
Soluzione : Dalla relazione:

$$G[L/s] = 10 \; \frac{Q\;[olf]}{(C_i - C_o)\;[decipol]} \; \frac{1}{\varepsilon_v}$$

si ottiene:

Carico olfattivo Q :

Persone	$Q_P = 3\dfrac{olf}{pers.}\ 0.07\ \dfrac{pers.}{m^2} =$	$0.2\ \dfrac{olf}{m^2}$
Materiali	$Q_M =$	$0.3\ \dfrac{olf}{m^2}$
Totale	$Q\ =$	$0.5\ \dfrac{olf}{m^2}$

Percezione olfattiva: C_i , C_o

Ambiente interno : $C_i = 112\left[\ln(PD - 5.98)\right]^{-4} = 2.5\ \ decipol$

Ambiente esterno: $C_o = 0\ decipol$

Infine :

$$G = 10\ \frac{0.5}{2.5-0}\ \frac{1}{0.9} = 2.2\ \frac{L/s}{m^2} = 8\ \frac{m^3/h}{m^2} = \frac{8}{3[m_V{}^3/m^2]} = 2.6\ \frac{ric.}{h}$$

4.10 NOTE CRITICHE AL METODO DI FANGER

Il metodo di Fanger è stato incluso nel Pre-standard *CEN prENV 1752* oggi approvato dalla Comunità Europea. Alcune notazioni critiche che si muovono al metodo sono :

- I dati su cui si fondano le curve dei decipol $C_i = f(PD)$ di Figura 30 sono limitati. Ulteriori indagini condotte dall'*European IAQ Audit Project* sembrano non presentare apparente correlazione tra *PD* e *decipol.*
- L'additività degli *OLF* appare discutibile a molti ricercatori.
- Le risposte raccolte da *Fanger* riguardano la percezione olfattiva immediata (all'ingresso nel locale) e non quella a regime. Del resto molti inquinanti danno reazioni allergiche dopo qualche tempo dall'inalazione.
- Alcuni inquinanti non hanno rilevanza olfattiva ma sono pericolosi (*Radon*).
- Le portate di ventilazione calcolate con il *Metodo di Fanger* sono spesso sensibilmente superiori a quelle di qualsiasi altro Standard o Norma tecnica finora emessa in USA e in Europa. In compenso tra le Norme tecniche esistenti c'è molta discordanza nei valori delle portate di ventilazione prescritte o raccomandate.

4.11 CONTROLLO DEI PARAMETRI E INDAGINI SOCIOLOGICHE

Le condizioni di benessere sono oggi utilizzate come strumenti progettuali per il raggiungimento delle condizioni ottimali per data percentuale di insoddisfatti. In fase di controllo occorre seguire una serie di procedure che qui si riassumono brevemente.

4.11.1 ISPEZIONE VISIVA PRELIMINARE DEGLI IMPIANTI

Nella progettazione di un intervento per il controllo o il monitoraggio della qualità dell'aria all'interno di un edificio è indispensabile definirne le finalità ed il grado di approfondimento dei dati da conseguire. Principalmente le motivazioni che rendono necessari i controlli sono:

- verifica dello stato di manutenzione e gestione di un immobile e degli impianti annessi;
- verifiche indotte da lamentele o sintomi correlati alla presenza di occupanti all'interno di una zona dell'edificio;
- monitoraggi di carattere prevalentemente scientifico.

Una fase fondamentale comune a tutti e tre i casi è *l'ispezione visiva preliminare* dell'edificio finalizzata alla presa di conoscenza delle caratteristiche e delle condizioni reali dell'immobile e degli impianti. La fase ispettiva consiste nel fornire una risposta ad una serie di quesiti riguardanti lo stato di conservazione dei materiali da costruzione e finitura, arredi, indici di affollamento, lavorazioni e attività svolte in ogni zona con relative apparecchiature, procedure e programmi di manutenzione, pulizia ordinaria e straordinaria dell'edificio e degli impianti.

Prima della conduzione di una ispezione è consigliabile procedere alla stesura di schede finalizzate all'individuazione e alla gestione ordinata dei dati da rilevare utilizzando un grado di affinamento proporzionale all'approfondimento desiderato. In Tabella 40 e in Tabella 41 sono schematizzati i passi da compiere nella raccolta delle informazioni.

Strategie	**Mezzi**
Revisione della documentazione dell'impianto di condizionamento, disegni, procedure di installazione, procedure operative.	Raccolta di: - disegni, documenti, rapporti di collaudo e calibrazione, schede tecniche - istruzioni operative e di funzionamento, controllo dei dati di installazione forniti dal produttore dei componenti
Colloquio con il personale tecnico.	Osservazioni sulle modalità di funzionamento dell'impianto, procedure manutentive, eventuali inefficienze rilevate.
Ispezione del lay-out, delle condizioni e dell'operatività del sistema.	Annotare: - zona per zona posizionamento dei dispositivi di immissione e ripresa dell'aria in ambiente; - stato di funzionamento delle più importanti apparecchiature; - apparecchiature meccaniche: - sistemi di controllo (tipo, sistema operativo, ultime calibrazioni); - centrale termica (verifiche potenzialità, gas di combustione); - chiller (perdite di refrigerante, problemi di condensa, adeguato smaltimento oli e refrigeranti); - unità di trattamento aria: - posizione delle prese di aria esterna (vicinanza di sorgenti inquinanti come scarichi di gas, prodotti di combustione, espulsione aria, torri di raffreddamento); - stato delle griglie di protezione delle prese d'aria esterna; - controllo del corretto funzionamento delle serrande e dei ventilatori; - incrostazioni e perdite nelle batterie di scambio e nelle vasche di raccolta acqua di condensa; - stato dell'acqua nelle vasche di raccolta degli umidificatori, presenza di incrostazioni, sedimentazioni, muffe; - volume aria esterna introdotto nell'ambiente; - stato di manutenzione delle bocchette (presenza di baffi neri intorno ad esse); - verifica della distribuzione delle bocchette di ripresa e di mandata dell'aria negli ambienti; - stato di manutenzione e operatività di fan-coil e filtri; - corretto settaggio ed operatività di termostati e/o umidostati.

Tabella 41- Raccolta Informazioni Sull'impianto Di Condizionamento

Strategie	**Mezzi**
Revisione della documentazione di progetto esistente.	Raccolta di: piante e sezioni originali e varianti (informazioni sulla tecnologia edilizia, ubicazione, orientamento).
Colloquio con personale tecnico.	Presa di conoscenza circa: - modalità di manutenzione ordinaria e straordinaria; - lamentele emerse tra gli occupanti per sensazioni di discomfort o sintomi particolari con l'individuazione di eventuali correlazioni all'interno di aree specifiche.
Ispezione degli	Annotazione di:

ambienti.	- materiali di finitura presenti (pareti, pavimentazioni, ecc.); - macchinari ed attrezzature presenti (VDU, stampanti, fotocopiatrici, fax); - presenza di depositi di materiale cartaceo, prodotti chimici, prodotti per lavorazioni speciali; - presenza di fenomeni di degrado (muffe, sfoliazioni, corrosioni, perdite); - esistenza di comunicazioni dirette o vie preferenziali con garage o luoghi in cui si svolgono attività inquinanti; - presenza di fumatori; - indici di affollamento; - fenomeni di abbagliamento su VDU o sul piano di lavoro - presenza attività rumorose all'interno e/o all'esterno dell'edificio; - presenza di odori sgradevoli o deodoranti.

Tabella 42: Raccolta dati sull'edificio

4.12 LEGIONELLOSI

Un argomento che si può far rientrare fra le problematiche dell'IAQ vi è la problematica della *legionellosi*. Il giorno 04/04/2000 la Conferenza Stato Regioni e le Province Autonome di Trento e Trieste hanno approvato le *Linee Guida per la prevenzione e il controllo della Legionellosi*.

La *Legionellosi* è la definizione generale di tutte le infezioni da batteri *Gram* negativi aerobi del genere della *Legionella*. Queste infezioni sono gravi e spesso letali ed attaccano le vie respiratorie in soggetti deboli (ammalati, fumatori, persone in età avanzata).

La *legionella* si annida nell'acqua stagnante e di diffonde per via aerobica negli ambienti. Una delle vie di diffusione sono i canali d'aria, specialmente quando l'umidità produce zone con acqua stagnante.

Le linee Guida indicano le metodologie di indagine e di prevenzione da seguire nella progettazione dei moderni impianti di climatizzazione, soprattutto ospedaliera.

Così, ad esempio, si dovranno evitare gli umidificatori d'aria che possono provocare la formazione di pozze d'acqua stagnante. Le bacinelle di raccolta dei saturatori adiabatici debbono essere periodicamente ispezionate, ripulite e disinfettate in modo da garantire che la presenza batterica sia al di sotto dei limiti consentiti di 10^6 CFU/L a 20 °C.

Le torri di raffreddamento[17] non debbono mai trovarsi nelle immediate vicinanze delle prese d'aria degli impianti di condizionamento.

I filtri dell'aria debbono essere mantenuti asciutti. Essi, in presenza di poche gocce d'acqua, sono il ricettacolo ideale per i batteri della *legionella*. I canali per la distribuzione dell'aria debbono essere facilmente ispezionabili per poterne effettuare la pulizia e la bonifica periodica. Ciò si ottiene mediante porte di ispezione poste in punti opportuni lungo i canali di distribuzione.

Nel prosieguo si riportano alcuni paragrafi tratti dalla Linea Guida in oggetto.

4.12.1 LA PROBLEMATICA DELLA LEGIONELLOSI

La legionellosi è una malattia infettiva grave e a letalità elevata. L'osservazione di recenti casi di legionellosi in nosocomi italiani e la notifica di polmoniti da Legionella in turisti che hanno soggiornato in alberghi e villaggi del nostro Paese pone la Sanità Pubblica di fronte al problema della prevenzione comunitaria e nosocomiale delle infezioni da batteri del genere Legionella.

Con le "Linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi" si intende fornire uno strumento operativo per facilitare l'accertamento dei casi e per individuare le scelte strategiche sulle misure preventive e di controllo.

Nelle linee guida viene anche ricompresa la revisione della Circolare 400.2/9/5708 del 29/12/93 "Sorveglianza delle Legionellosi" per l'aggiornamento della scheda di sorveglianza.

[17] In una torre di raffreddamento il fluido caldo proveniente dal condensatore di un refrigeratore d'acqua viene raffreddato con aria ambiente in controcorrente. Il fluido caldo (di solito acqua) viene spruzzato dall'alto e viene raffreddato per evaporazione parziale dell'acqua nell'aria ambiente. Pertanto si ha sempre una vasca di raccolta dell'acqua fredda in basso e tale vasca può essere ricettacolo dei batteri della *Legionella*.

4.12.2 EPIDEMIOLOGIA

"*Legionellosi*" è la definizione di tutte le forme morbose causate da batteri gram-negativi aerobi del genere *Legionella*. Essa si può manifestare sia in forma di polmonite, sia in forma febbrile extrapolmonare o in forma subclinica. La specie più frequentemente coinvolta in casi umani è *Legionella pneumophila* anche se altre specie sono state isolate da pazienti con polmonite.

4.12.3 SITI EPIDEMICI E CONDIZIONI NATURALI FAVORENTI

L'unico serbatoio naturale di *Legionella* è l'ambiente. Dal serbatoio naturale (ambienti lacustri, corsi d'acqua, acque termali, ecc.) il germe passa nei siti che costituiscono il serbatoio artificiale (acqua condottata cittadina, impianti idrici dei singoli edifici, piscine ecc.).

Il microrganismo è ubiquitario e la malattia può manifestarsi con epidemie dovute ad un'unica fonte con limitata esposizione nel tempo e nello spazio all'agente eziologico, oppure con una serie di casi indipendenti in un'area ad alta endemia o con casi sporadici senza un evidente raggruppamento temporale o geografico. Focolai epidemici si sono ripetutamente verificati in ambienti collettivi a residenza temporanea, come ospedali o alberghi. I casi di polmonite da *Legionell*a si manifestano prevalentemente nei mesi estivo-autunnali per quelli di origine comunitaria, mentre quelli di origine nosocomiale non presentano una particolare stagionalità.

4.12.4 RISCHIO DI INFEZIONE

Fattori predisponenti la malattia sono l'età avanzata, il fumo di sigaretta, la presenza di malattie croniche, l'immunodeficienza. Il rischio di acquisizione della malattia è principalmente correlato alla suscettibilità individuale del soggetto esposto e al grado di intensità dell'esposizione, rappresentato dalla quantità di legionelle presenti e dal tempo di esposizione. Sono importanti inoltre la virulenza e la carica infettante dei singoli ceppi di legionelle, che, interagendo con la suscettibilità dell'ospite, determinano l'espressione clinica dell'infezione.

La virulenza delle legionelle potrebbe essere aumentata dalla replicazione del microrganismo nelle amebe presenti nell'ambiente acqueo. Per quanto siano state descritte 42 diverse specie di *Legionella*, non tutte sono state associate alla malattia nell'uomo. *L. pneumophila* è la specie più frequentemente rilevata nei casi diagnosticati. Anche se è difficile stabilire quale sia la dose infettante per l'uomo, si ritiene comunemente che concentrazioni di legionelle comprese tra 10^2 e 10^4/L siano idonee a provocare un caso di infezione l'anno, mentre cariche comprese tra 10^4 e 10^6/L possono provocare casi sporadici.

4.12.5 MODALITÀ DI TRASMISSIONE

La legionellosi viene normalmente acquisita per via respiratoria mediante inalazione di aerosol contenente legionelle, oppure di particelle derivate per essiccamento. Le goccioline si possono formare sia spruzzando l'acqua che facendo gorgogliare aria in essa, o per impatto su superfici solide. Più piccole sono le dimensioni delle gocce più queste sono pericolose.

Gocce di diametro inferiore a 5μ arrivano più facilmente alle basse vie respiratorie Mentre la maggior parte dei primi casi di legionellosi sono stati attribuiti a sostanze aerodisperse contenenti batteri provenienti da torri di raffreddamento o condensatori evaporativi o sezioni di umidificazione delle unità di trattamento dell'aria, le infezioni più recenti sono risultate causate anche dalla contaminazione di impianti di acqua potabile, apparecchi sanitari, fontane e umidificatori ultrasonici.

I principali sistemi generanti aerosol che sono stati associati alla trasmissione della malattia comprendono gli impianti idrici, gli impianti di climatizzazione dell'aria (torri di raffreddamento, sistemi di ventilazione e condizionamento dell'aria, ecc.), le apparecchiature per la terapia respiratoria assistita e gli idromassaggi. Eventi epidemici recentemente verificatisi in Belgio ed in Olanda, che hanno riguardato frequentatori di fiere ed esposizioni nelle quali si sono create condizione di rischio di infezione da sistemi generanti aerosol (piscine e vasche da idromassaggi, esposte a fini dimostrativi, e fontane decorative), suggeriscono l'opportunità di considerare anche queste manifestazioni nell'anamnesi dei casi e nell'indagine epidemiologica.

Sono stati inoltre segnalati in letteratura casi di legionellosi acquisiti mediante aspirazione o microaspirazione di acqua contaminata e casi di legionellosi acquisita attraverso ferita. Non è mai stata dimostrata la trasmissione interumana**.**

4.12.6 FREQUENZA DELLA MALATTIA

L'adozione di misure preventive, anche se costose, appare giustificata poiché la malattia viene diagnosticata raramente. Ciò dipende probabilmente da un mancato accertamento di tutti i casi, per cui la frequenza della malattia può essere sottostimata. Secondo alcuni autori le legionelle sono responsabili dell'1-5% dei casi totali di polmonite comunitaria e del 3-20% di tutte le polmoniti nosocomiali. Applicando queste percentuali al numero totale di polmoniti nosocomiali che si verificano ogni anno in Italia si otterrebbe un numero di casi di malattia almeno dieci volte superiore a quello attualmente notificato. La letalità della legionellosi è maggiore per le infezioni nosocomiali che per quelle comunitarie. La letalità totale è del 5-15%, mentre nei casi nosocomiali è compresa tra il 30 e il 50%. In pazienti in condizioni cliniche scadute o trattati tardivamente può arrivare al 70-80%.

Il tasso medio europeo di incidenza, nel 1998, delle polmoniti da *Legionella* è stato di 4,3 casi per milione di abitanti. L'Italia si colloca ben al di sotto della media con un tasso d'incidenza di 1,8 casi per milione d'abitanti. Numerosi studi dimostrano che la legionellosi è stata sottostimata, di conseguenza il tasso d'incidenza potrebbe essere molto vicino al tasso di incidenza più alto dei paesi europei.

In Italia negli ultimi anni sono stati notificati mediamente un centinaio di casi di legionellosi ogni anno; la maggioranza di essi viene notificata da poche regioni del Nord e del Centro Italia, mentre solo un numero molto limitato di casi viene segnalato dalle regioni dell'Italia meridionale. I casi di infezione nosocomiale rappresentano mediamente il 20-30% del totale. Il 10-15% dei pazienti dichiara di aver pernottato almeno una notte in luoghi diversi dall'abitazione abituale (alberghi, campeggi, ecc.) nelle due settimane precedenti l'insorgenza dei sintomi, mentre il rimanente 50-60% dei casi non riferisce un fattore di rischio noto a cui far risalire la malattia.

Circa il 60% dei casi presenta altre patologie concomitanti, prevalentemente di tipo cronico-degenerativo e di tipo neoplastico. La sierologia è il metodo diagnostico più utilizzato e *Legionella pneumophila* sierogruppo 1 è responsabile dell'85% circa dei casi.

4.12.7 CLINICA

L'infezione da legionelle può dar luogo a due distinti quadri clinici: la **Febbre di Pontiac** e la **Malattia dei Legionari**.

- La **Febbre di Pontiac**, dopo un periodo di incubazione di 24-48 ore, si manifesta in forma acuta senza interessamento polmonare, simil-influenzale, e si risolve in 2-5 giorni. I prodromi sono: malessere generale, mialgie e cefalea, seguiti rapidamente da febbre, a volte con tosse e gola arrossata. Possono essere presenti diarrea, nausea e lievi sintomi neurologici quali vertigini o fotofobia.
- La **Malattia dei Legionari**, dopo un periodo di incubazione variabile da 2 a 10 giorni (in media 5-6 giorni), si manifesta con interessamento polmonare a carattere lobare clinicamente di discreta o notevole gravità, con o senza manifestazioni extrapolmonari. Il quadro polmonare ha esordio brusco con malessere, cefalea, febbre e osteoartralgie, tosse lieve, non produttiva, che si accentua con il comparire dei sintomi respiratori. All'esame obiettivo del torace si apprezzano aree di addensamento parenchimale mono o bilaterali, con ipofonesi e presenza di rantoli crepitanti. Il reperto radiologico non è patognomonico. A volte possono essere presenti sintomi gastrointestinali, neurologici e cardiaci; alterazioni dello stato mentale sono comuni ma non lo sono i segni di meningismo. Il paziente affetto da legionellosi, che manifesti confusione mentale, presenta in genere anche uno o più dei seguenti sintomi: bradicardia relativa, lieve aumento delle transaminasi, ipofosfatemia, diarrea e dolore addominale. Tra le complicanze della legionellosi vi possono essere: ascesso polmonare, empiema, insufficienza respiratoria, shock, coagulazione intravasale disseminata, porpora trombocitopenica ed insufficienza renale.

La polmonite da *Legionella* non ha caratteristiche cliniche che permettano di distinguerla da altre forme atipiche o batteriche di polmonite. Tuttavia, le modalità di coinvolgimento degli organi extrapolmonari è specifica per la legionellosi e una diagnosi clinica presuntiva può essere fatta sulla base di una corretta associazione di segni e sintomi chiave.

Per semplicità, nel testo che segue, sarà usato il termine "**legionellosi**" per indicare tutte le forme morbose causate da microrganismi del genere *Legionella*.

4.12.8 DIAGNOSI DI LABORATORIO

La diagnosi di laboratorio della legionellosi deve essere considerata complemento indispensabile alle procedure diagnostiche cliniche. L'indagine laboratoristica deve essere attuata possibilmente prima che i risultati possano essere influenzati dalla terapia, e deve essere richiesta specificamente.

Poiché la legionellosi è una malattia a bassa prevalenza, la specificità delle prove di laboratorio deve essere prossima al 99,9% per permettere una diagnosi attendibile dei casi sporadici. La complessità della diagnosi di laboratorio consiste inoltre nella difficoltà di isolare e identificare il germe in tempi relativamente brevi, e nella comparsa sovente molto tardiva degli anticorpi, per cui talvolta è possibile fare una diagnosi solo retrospettivamente. L'uso di colorazioni batteriologiche può essere solo parzialmente utile.

Tuttavia, è necessario prendere in considerazione una diagnosi di legionellosi se si osservano batteri Gram-negativi nelle secrezioni delle basse vie respiratorie di un paziente immuno compromesso, con una coltura negativa dopo 24 ore sui terreni di uso corrente.

Il metodo diagnostico di elezione è l'isolamento e l'identificazione del microrganismo. Tuttavia esso richiede terreni di coltura speciali (legionella non cresce sui terreni di uso comune) e tempi di crescita relativamente lunghi (4-10 giorni).

La prova dovrebbe essere eseguita sistematicamente sulle secrezioni respiratorie ed eventualmente su parenchima polmonare di pazienti con polmonite atipica interstiziale. Una emocoltura negativa, seminata successivamente su terreno appropriato per *Legionella*, può dar luogo all'isolamento del microrganismo.

L'isolamento da campioni clinici è estremamente importante, sia perché è il criterio diagnostico più specifico, sia perché permette lo studio comparativo con ceppi di *Legionella* isolati dall'ambiente presumibilmente associati all'infezione al fine di individuare la fonte dell'infezione stessa.

La prova dell'antigenuria (presenza di antigene solubile nelle urine) ha il vantaggio che è più facile ottenere un campione di urine che un campione di espettorato adeguato (poiché i pazienti presentano una tosse non produttiva) o di broncoaspirato/lavaggio.

Inoltre, si positivizza precocemente e, contrariamente alla coltura, può dare risultati positivi anche per 60 giorni, e talvolta oltre, in modo intermittente, anche in corso di terapia antibiotica. Tuttavia proprio per questo motivo, può risultare difficile distinguere tra infezione acuta, fase di convalescenza, o infezione pregressa.

Il test per la rilevazione dell'antigene urinario evidenzia solo gli antigeni di *Legionella pneumophila* sierogruppo 1. Quindi, benché la sensibilità di tale test sia dell'80-95% per infezioni dovute a tale microrganismo, la sensibilità globale per tutte le cause di legionellosi oscilla tra il 65 e il 75%.

I metodi sierologici sono utili per indagini epidemiologiche ma sono meno validi per quelle cliniche, data la comparsa talvolta tardiva (anche 3-6 settimane) degli anticorpi specifici a livelli significativi e della necessità di controllare un campione di siero in fase di convalescenza.

L'esistenza di reattività crociata tra legionelle ed altri microrganismi, e la difficoltà di distinguere tra infezione in atto o infezione pregressa in caso di campione singolo di siero o di titolo anticorpale costante (infatti occasionalmente le IgM possono persistere a lungo nel siero dei pazienti con legionellosi) rende la conferma diagnostica più complessa.

Un risultato positivo su un singolo siero ha un valore diagnostico presuntivo. Il metodo sierologico ha un valore predittivo positivo (proporzione di realmente malati tra i positivi al test) piuttosto basso. L'evidenziazione delle legionelle nei campioni clinici per mezzo dell'immunofluorescenza, pur permettendo di confermare la diagnosi di polmonite da *Legionella* entro poche ore, ha una validità inferiore al metodo colturale. La tecnica richiede una certa esperienza nella lettura del preparato, e dipende dal metodo di preparazione degli antisieri e dalle dimensioni del preparato esaminato.

La tecnica di ibridizzazione degli acidi nucleici, utilizzando sonde di DNA che individuano molecole di DNA o di rRNA, permette una diagnosi precoce ed una risposta entro poche ore. Il metodo tuttavia risente delle condizioni sperimentali e del tipo di campione e deve essere ulteriormente validato.

L'amplificazione del DNA mediante reazione polimerasica a catena (PCR) è stata applicata per ricercare le legionelle o parti di esse nel fluido del lavaggio bronco-alveolare, nel siero e nelle urine, ma negli ultimi casi la metodica è ancora allo stato sperimentale.

Poiché le varie prove di laboratorio sono complementari tra loro, in caso di sospetta legionellosi occorre eseguirne più di una. Inoltre, poiché nessuna delle prove ha una sensibilità del 100%, una diagnosi di legionellosi non può essere esclusa anche se una o più prove di laboratorio danno risultato negativo.

4.12.9 TERAPIA

La terapia dei soggetti con legionellosi si basa essenzialmente sul trattamento con antibiotici attivi contro *Legionella*, oltre alle usuali misure di supporto respiratorio o sistemico. Poiché questo batterio ha un habitat intracellulare, nella scelta di un antibiotico attivo, particolare peso avrà la capacità del farmaco di penetrare nella cellula fagocitaria ed ivi raggiungere sufficiente concentrazione. Pertanto, la scelta terapeutica dovrebbe basarsi sulla concentrazione e sulla persistenza dell'antibiotico nel parenchima polmonare.

E' da rilevare che la *Febbre di Pontiac* ha una evoluzione benigna anche in assenza di specifico trattamento chemioterapico. Su queste basi, antibiotici delle classi dei macrolidi si sono rivelati i più efficaci e risolutivi nella pratica clinica.

Storicamente, il capostipite di questa classe, l'eritromicina, è stato il farmaco più impiegato, in genere con somministrazione per due - tre settimane, ad una dose di attacco di 1 g endovena ogni 6 ore per 3-5 giorni, seguita da 500 mg/6h per os.

Oggi si tende a preferire i nuovi macrolidi quali la claritromicina e l'azitromicina, a motivo di una più potente azione battericida intracellulare e minori effetti collaterali. Altri antibiotici molto attivi sono i nuovi fluorochinolonici, ad esempio la levofloxacina. In particolare, nei soggetti fortemente immunocompromessi, una associazione fra un fluorochinolonico e l'azitromicina o la claritromicina, è preferibile per l'elevato sinergismo d'azione intra ed extracellulare di questi due chemioterapici.

Altri antibiotici attivi contro la legionella sono le tetracicline (in particolare la doxiciclina per via endovenosa), la rifampicina, l'associazione fra trimetoprim e sulfametossazolo, nonché l'imipenem.

Tuttavia, tutti questi farmaci dovrebbero essere usati solo quando non sia possibile, per motivi di resistenza, di tossicità o di allergie individuali, l'uso dei macrolidi e/o dei fluorochinolonici.

Come per tutte le altre terapie antiinfettive, la scelta della terapia più opportuna deve anche valutare la gravità dell'infezione, l'eventuale antibiotico-resistenza della legionella isolata, la presenza di disfunzioni organiche, in particolare epatogastriche, ed i costi.

Sorveglianza

I principali obiettivi della sorveglianza della legionellosi sono:

- - monitorare la frequenza di legionellosi sia dal punto epidemiologico che clinico-nosologico, con particolare attenzione ai fattori di rischio per l'acquisizione della malattia;
- - identificare eventuali variazioni nell'andamento della malattia;
- - identificare cluster epidemici di legionellosi dovuti a particolari condizioni ambientali al fine di evidenziare i fattori di rischio ed interrompere la catena di trasmissione.

Definizione di caso

Poiché non vi sono sintomi o segni o combinazioni di sintomi specifici della legionellosi, la diagnosi deve essere confermata dalle prove di laboratorio.

Caso accertato

Infezione acuta delle basse vie respiratorie con:

- segni di polmonite focale rilevabili all'esame clinico e/o
- esame radiologico suggestivo di interessamento polmonare, accompagnati da uno o più dei seguenti eventi:
- 1. isolamento di *Legionella* spp da materiale organico (secrezioni respiratorie, broncolavaggio, tessuto polmonare, essudato pleurico, essudato pericardico, sangue);

- 2. aumento di almeno 4 volte del titolo anticorpale specifico verso *L. pneumophila* sierogruppo 1, rilevato sierologicamente mediante immunofluorescenza o microagglutinazione tra due sieri prelevati a distanza di almeno 10 giorni.
- 3. riconoscimento dell'antigene specifico solubile nelle urine.

Caso presunto

Infezione acuta delle basse vie respiratorie con:

- segni di polmonite focale rilevabili all'esame clinico e/o
- esame radiologico suggestivo di interessamento polmonare, accompagnati da uno o più dei seguenti eventi:
- 1. aumento di almeno 4 volte del titolo anticorpale specifico, relativo a sierogruppi o specie diverse da *L. pneumophila* sierogruppo 1;
- 2. positività all'immunofluorescenza diretta con anticorpi monoclonali o policlonali di materiale patologico;
- 3. singolo titolo anticorpale elevato (=>1:256) verso *L. pneumophila* sierogruppo 1.

Focolaio epidemico

Qualora due o più casi siano riscontrati come riconducibili ad una medesima esposizione nell'arco di sei mesi.

4.12.10 MISURE DI PREVENZIONE E CONTROLLO NEI SISTEMI IMPIANTISTICI

I sistemi di riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria e i loro componenti, così come pure l'acqua potabile e le attrezzature sanitarie, possono favorire e amplificare la diffusione di sostanze aerodisperse; tra queste di particolare pericolosità risulta essere *Legionella sp.*

I più comuni impianti generatori di aerosol associati ad edifici comprendono torri di raffreddamento, condensatori evaporativi, diffusori di docce, aeratori di rubinetti, vasche per idromassaggio, nebulizzatori ed umidificatori.

I primi casi di legionellosi sono stati in prevalenza attribuiti a sostanze aerodisperse contenenti batteri provenienti da torri di raffreddamento o condensatori evaporativi o sezioni di umidificazione delle unità di trattamento dell'aria.

Diversamente le infezioni sono risultate causate anche dalla contaminazione delle reti di distribuzione dell'acqua, apparecchi sanitari, attrezzature per l'ossigenoterapia, fontane e umidificatori ultrasonici.

L'aumento moderato della temperatura dell'acqua, rispetto a quella naturale, rappresenta uno dei principali fattori che favoriscono la crescita del batterio e la contaminazione ambientale. Altri fattori sono: il pH, la presenza di fonti di nutrimento, la presenza di altre forme di microrganismi.

La sopravvivenza della legionella è legata anche a fattori ambientali: l'aria sufficientemente umida (*umidità relativa superiore al 65%*), la temperatura non eccessivamente alta, e la radiazione solare non molto elevata.

Le procedure che contrastano la moltiplicazione e la diffusione di *Legionella* devono essere attentamente considerate e messe in atto durante le fasi di progettazione, di installazione, di funzionamento e di manutenzione. Per quanto tali misure non garantiscano che un sistema o un componente siano privi di legionelle, esse contribuiscono a diminuire la possibilità di inquinamento batterico grave.

4.12.11 STRATEGIE DI PREVENZIONE NEI SISTEMI IMPIANTISTICI

Strategie per prevenire la colonizzazione degli impianti

- evitare di installare tubazioni con tratti terminali ciechi e senza circolazione dell'acqua;
- evitare la formazione di ristagni d'acqua;
- provvedere ad effettuare la pulizia periodica degli impianti.

- limitare la possibilità di nicchie biologiche per i microrganismi attraverso la pulizia degli impianti, la prevenzione e la rimozione dei sedimenti dai serbatoi d'acqua calda, bacini di raffreddamento e altre misure igieniche;
- mantenere efficienti i separatori di gocce montati a valle delle sezioni di umidificazione;
- controllare lo stato di efficienza dei filtri ed eliminare l'eventuale presenza di gocce d'acqua sulle loro superfici;

Strategie per prevenire la moltiplicazione batterica

- controllare, ove possibile, la temperatura dell'acqua in modo da evitare l'intervallo critico per la proliferazione dei batteri (25-55°C);
- utilizzare trattamenti biocidi al fine di ostacolare la crescita di alghe, protozoi e altri batteri che possono costituire nutrimento per la legionella;
- provvedere ad un efficace programma di trattamento dell'acqua, capace di prevenire la corrosione e la formazione di film biologico, che potrebbe contenere anche legionelle.

4.12.12 MISURE DI PREVENZIONE A LUNGO TERMINE

- 1. Ottenimento di informazioni preliminari circa il progetto, il funzionamento e la manutenzione dell'impianto idrico.
- 2. Progettare l'impianto in modo da avere ben separate le tubature dell'acqua calda da quelle dell'acqua fredda.
- 3. Programmazione di visite ispettive sull'impianto idrico al fine di: verificare possibili stagnazioni d'acqua, intersezioni tra sistemi di acqua potabile e industriale, effettuare misurazioni delle temperature di accumulo e di mandata dell'acqua calda ad uso sanitario.
- 4. Programmazione di visite ispettive sull'impianto di climatizzazione al fine di esaminare lo stato degli umidificatori, delle torri evaporative, l'ubicazione delle prese di aria esterna e lo stato delle canalizzazioni.
- 5. Controllo del programma di manutenzione.

Ai fini di una buona manutenzione delle condotte dell'aria occorre progettare, costruire ed installare i sistemi aeraulici tenendo anche presente le seguenti esigenze manutentive:

- prendere in esame la possibilità di drenare efficacemente i fluidi usati per la pulizia;
- evitare di collocare l'isolamento termico all'interno delle condotte, considerata la difficoltà di pulire in modo efficace l'isolamento stesso;
- dotare (a monte e a valle) gli accessori posti sui condotti (serrande, scambiatori, ecc.) di apposite aperture, di dimensioni idonee a consentire la loro pulizia, e di raccordi tali da consentirne un rapido ed agevole smontaggio e rimontaggio, assicurandosi che siano fornite accurate istruzioni per il montaggio e lo smontaggio dei componenti;
- utilizzare materiali sufficientemente solidi per i condotti flessibili, tali da permetterne la pulizia meccanica;
- utilizzare terminali (bocchette, anemostati) smontabili.

Durante l'esercizio dell'impianto è importante eseguire controlli periodici per rilevare la presenza o meno di sporcizia. Nel caso, poi, di un intervento di pulizia, occorre assicurarsi successivamente che le sostanze usate siano rimosse completamente dal sistema.

Silenziatori

I materiali fonoassorbenti impiegati di solito sono del tipo poroso e fibroso, e quindi particolarmente adatti a trattenere lo sporco e di difficile pulizia. Si raccomanda quindi l'impiego di finiture superficiali che limitino tali inconvenienti, anche se questo porta ad una maggiore estensione delle superfici e quindi a costi più elevati.

Inoltre si raccomanda di osservare le distanze consigliate dai costruttori tra tali dispositivi e gli umidificatori.

Prese d'aria esterna

Le prese d'aria esterna, se poste su pareti verticali non protette, devono essere dimensionate per velocità non superiori a 2 m/s e devono essere dotate di efficaci sistemi per evitare che l'acqua penetri al loro interno.

Occorre inoltre verificare la distanza tra dette prese e possibili sorgenti di inquinanti (compresa l'espulsione dell'aria).

Filtri

Il costo di una filtrazione più efficace è molto inferiore a quello della pulizia dei componenti delle reti di distribuzione. Si consiglia pertanto di installare filtri di classe *Eurovent*[18] EU7 a monte delle unità di trattamento dell'aria e ulteriori filtri di classe EU8/9 a valle di dette unità e comunque a valle degli eventuali silenziatori. Sui sistemi di ripresa dell'aria dovrebbero essere installati filtri almeno di classe EU7. Si raccomanda, ovviamente, una regolare pulizia e ricambio dei filtri.

Batterie di scambio termico

Le batterie possono dar luogo a emissione di odori a causa delle incrostazioni che si formano sulle superfici interne, soprattutto nel caso di batterie calde. Per minimizzare tali inconvenienti, soprattutto nel caso di temperature elevate, occorre effettuare una pulizia frequente mediante spazzolatura o aspirazione. Nel caso di batterie di raffreddamento, le superfici alettate ed in particolare le bacinelle di raccolta della condensa costituiscono i luoghi dove maggiormente proliferano microrganismi e muffe. Risulta pertanto necessario installare bacinelle inclinate in modo da evitare ristagni, e realizzarle con materiali anticorrosivi per agevolarne la pulizia.

Umidificatori dell'aria ambiente

Deve essere assicurato che non si verifichi formazione di acqua di condensa durante il funzionamento; tutte le parti a contatto con acqua in modo permanente devono essere pulite e se necessario periodicamente disinfettate.

Umidificatori adiabatici

La qualità dell'acqua spruzzata nelle sezioni di umidificazione adiabatica deve essere periodicamente controllata; l'incremento della carica batterica deve essere prevenuta mediante sistemi di sterilizzazione oppure mediante periodica pulizia dei sistemi. La carica batterica totale dell'acqua circolante non deve eccedere il valore standard di 10^6 CFU/L con una temperatura di incubazione di 20°C±1°C e 36°C ±1°C. La presenza di legionella negli umidificatori è sicuramente evitata se la carica batterica non eccede 10^3 CFU/L.

Torri evaporative

La qualità dell'acqua spruzzata nelle torri evaporative deve essere periodicamente controllata; occorre inoltre pulire e drenare il sistema:

- prima del collaudo
- alla fine della stagione di raffreddamento o prima di un lungo periodo di inattività
- all'inizio della stagione di raffreddamento o dopo un lungo periodo di inattività
- almeno due volte l'anno.

Sono raccomandate analisi microbiologiche periodiche. La carica batterica totale massima ammissibile è di 10^7 CFU/L; l'uso di biocidi non deve essere comunque continuativo.

Impianti di Condizionamento

Per quanto riguarda gli impianti di condizionamento dell'aria si indicano, di seguito, le misure più importanti ai fini della prevenzione.

[18] Si vedranno nel prosieguo le classificazioni dei filtri. 1 La classificazione Eurovent EU prevede 14 classi di filtrazione con efficienze via via crescenti fino a EU14 (filtri per sale operatorie e camere bianche).

- 1. Progettare le torri di raffreddamento e posizionare le prese d'aria degli impianti di condizionamento in modo tale da evitare che l'aria di scarico proveniente dalle torri e dai condensatori evaporativi entri negli edifici.
- 2. Mantenere efficienti i separatori di gocce sulle torri di raffreddamento e sui condensatori evaporativi.
- 3. Assicurarsi che i filtri per l'aria esterna siano asciutti. Gocce d'acqua e condensa sui filtri forniscono un ambiente ideale per la diffusione dei batteri negli ambienti condizionati. I filtri dovrebbero essere puliti o sostituiti secondo le indicazioni fornite dai costruttori.

Canalizzazioni

Per consentire una efficace pulizia delle superfici interne delle canalizzazioni, evitandone il danneggiamento dei rivestimenti, si può impiegare una tecnica particolare che fa uso di una testa ad ugello con fori asimmetrici, posta all'estremità di una tubazione flessibile che viene introdotta nelle aperture, appositamente predisposte.

Da questa tubazione fuoriesce aria compressa in grossi quantitativi (fino a 300 m3/h). L'elevata portata d'aria crea una sorta di lama d'aria che provoca il distacco della sporcizia dalle superfici interne della canalizzazione; l'asimmetria dei fori ne provoca poi una rotazione e quindi l'avanzamento della tubazione per tutta la sua lunghezza (fino a 30 m).

Istituzione del registro degli interventi di manutenzione

E' opportuno istituire il Registro per la documentazione degli interventi di manutenzione, ordinari e straordinari, sugli impianti idrici e di climatizzazione.

5. TERMOFISICA DELL'EDIFICIO

Oggetto fra i più importanti del corso di *Impianti Termotecnici* è la climatizzazione degli *edifici*[19], cioè l'inserimento di impianti (*attivi*, in contrapposizione all'edilizia *passiva*) capaci di mantenere all'interno condizioni ambientali di benessere per gli occupanti.

Per potere correttamente dimensionare gli impianti occorre prima conoscere il comportamento termico degli edifici, ossia come variano le condizioni interne di temperatura e umidità (*la velocità dell'aria è di solito controllata dagli stessi impianti di distribuzione*) al variare delle condizioni climatologiche esterne.

Queste dipendono dal sito e cioè dalla latitudine, dall'orografia, dalla presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, dalla presenza di masse edificate (*isola di calore*),….In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma *continuamente variabili* anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del dì e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

Lo studio del comportamento termico degli edifici (oggetto della *Termofisica dell'edificio*) parte proprio da queste considerazioni e pertanto valuta le condizioni transitorie determinate in risposta alle variazioni climatologiche esterne.

Si accennerà brevemente nei prossimi capitoli alle condizioni transitorie degli edifici, anche a scopo euristico, e si passerà poi allo studio dell'impiantistica distinguendo, com'è prassi ormai, il comportamento estivo da quello invernale.

Si fa osservare agli allievi ingegneri meccanici che l'argomento, pur con riferimenti agli edifici e quindi apparentemente di interesse per gli ingegneri edili e/o per gli architetti, è di fondamentale interesse per tutti gli ingegneri poiché con il termine *edificio* intendiamo riferirci sia a quelli ad uso civile (*abitazioni, uffici, scuole, …)* che industriali. Questi ultimi sono oggi divenuti edifici complessi poiché rivolti spesso a lavorazioni ad alto impatto tecnologico. Si pensi, ad esempio, agli edifici per la costruzione di componenti elettronici nei quali troviamo le camere *bianche* con il minimo inquinamento microbiologico ed ambientale. Oggi gli edifici industriali sono del tutto equivalenti agli *edifici intelligenti* di applicazione civile (ad esempio gli alberghi, gli ospedali, i grattacieli, …) avendosi nel loro interno un alto contenuto tecnologico (*fabbriche automatizzate e robotizzate, camere bianche, controllo di fumi,* ….). Pertanto l'Allievo immagini di associare alla parola *edificio* un generico contenitore caratterizzato da un inviluppo esterno di tipo murario e/o metallico all'interno del quale si desiderano installare impianti termotecnici di varia natura (di ventilazione, riscaldamento, condizionamento, ….)

Non si può pensare di progettare un impianto di climatizzazione senza prima conoscere la problematica dell'interazione *edificio-impianto.*

5.1 COMPORTAMENTO IN REGIME STAZIONARIO DEGLI EDIFICI

Molto spesso ci si riferisce ad un comportamento termico degli edifici molto semplificato e facile da studiare, supponiamo cioè che l'edificio sia in regime stazionario. Si tratta di un'ipotesi molto semplificativa, come meglio si chiarirà nel prosieguo, ma che tuttavia risulta molto utile e indispensabile nelle normali applicazioni impiantistiche.

Va subito detto che le condizioni di stazionarietà sono rare e limitate a pochi casi pratici, nella realtà l'evoluzione termica degli edifici è sempre non stazionaria e ciò comporta notevoli difficoltà di calcolo.

Per edifici termostatizzati[20] la temperatura interna viene artificialmente mantenuta al valore desiderato, ad esempio 20 °C in inverno e 26 °C in estate, secondo quanto già visto per le condizioni di comfort termico. Le condizioni esterne, però, non sono mai costanti poiché sia la temperatura esterna (e l'umidità relativa nel caso di climatizzazione completa) che l'intensità di radiazione solare variano continuamente durante la giornata. Pertanto immaginare che i carichi termici (disperdimenti o rientrate termiche, a seconda della stagione) siano costanti è una pura illusione.

---

[19] Sarebbe più opportuno parlare di climatizzazione in generale non solamente riferita agli edifici. Si pensi alla climatizzazione degli aerei, delle capsule spaziali, delle stazioni orbitanti, delle capsule sottomarine, …

[20] Cioè in edifici nei quali un impianto contribuisce a mantenere la temperatura interna degli ambiente costante mediante opportuni scambi di calore con i terminali (ad esempio radiatori o fan coil).

Vedremo, tuttavia, come spesso, anche secondo indicazioni di decreti e leggi varie, spesso ci si riferisca all'ipotesi che i carichi termici si mantengano costanti e che l'edificio sia in condizioni stazionarie. Vedremo più avanti, vedi §9.6, come affidarsi pedissequamente all'ipotesi di regime stazionario possa portare ad errori notevoli nella valutazione della reale evoluzione termica degli edifici con conseguenze gravi per i progettisti.

Ad esempio, il carico termico invernale indicato dalla L. 10/91 come ***carico di picco*** è un carico fittizio che dovrebbe fornire il carico termico massimo nelle peggiori condizioni. E quali possono essere le peggiori condizioni? L'assenza di contributi gratuiti (cioè di energia solare e di sorgenti interne) e la stazionarietà della temperatura esterna al valore minimo di progetto.

In definitiva nel calcolo del carico di picco non si tiene conto della radiazione solare (si suppone che nelle brutte giornate invernali ci sia cielo coperto e quindi assenza di radiazioni solari dirette) degli apporti gratuiti interni (lampade, sorgenti interne, persone,….) e che all'esterno la temperatura sia poco variabile (anche per l'assenza della radiazione solare) e pari al valore minimo di progetto. Tutte queste ipotesi sono certamente irrealistiche poiché abbiamo sempre la radiazione solare diffusa, una variazione (seppur minima) della temperatura esterna e la presenza di sorgenti interne (affollamento, lampade, …).

Trascurare gli apporti gratuiti significa però porsi nelle condizioni peggiori ed ecco perché questo calcolo fittizio viene definito come ***carico di picco.***

Un'osservazione importante va fatta sulle modalità di calcolo dei carichi termici in regime stazionario. Si ricorda, infatti, dalla Trasmissione del Calore che il flusso termico trasmesso fra due fluidi separati da una parete composita ***in regime stazionario*** è data dalla nota relazione:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T \qquad [92]$$

ove K è la *trasmittanza termica* definita dalla relazione:

$$K = \frac{1}{\dfrac{1}{h_i} + \sum \dfrac{s_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{h_e}}$$

con h_i ed h_e coefficienti di convezione interna ed esterna e con $\sum \frac{s_i}{\lambda_i}$ resistenza termica degli strati di materiale compresi fra i due fluidi. Questa relazione ([92]) fondamentale per la l'impiantistica termotecnica vale, si ricordi, ***solo in regime stazionario***. In regimi tempo variabili occorre tenere conto degli accumuli termici nei vari strati (vedi nel prosieguo) e il flusso termico trasmesso fra i due fluidi sarebbe ben più complesso da calcolare.

Tuttavia la comodità di utilizzare la [92] è importante ai fini dell'economia dei calcoli da effettuare per il calcolo dei carichi termici tanto che molto spesso si preferisce commettere errori (sia pur sotto controllo) che utilizzare equazioni differenziali complesse e codici di calcolo altrettanto complessi ed ostici. E' questo uno dei motivi pratici per cui si ipotizza il regime stazionario.

Nei prossimi paragrafi si analizzeranno i transitori termici in regime non stazionario e si potrà immediatamente osservare come i calcoli da effettuare per analizzarli siano effettivamente lunghi, complessi e, in molte occasioni, privi di informazioni se non opportunamente interpretati da professionisti esperti e preparati.

Per decenni le nostre leggi hanno sempre fatto riferimento a calcoli fittizi in regime stazionario ma con l'introduzione del D.Lgs 192/05 qualcosa sta cambiando. Per la prima volta, infatti, si parla di surriscaldamento estivo e di valutazione della sua entità con opportuni codici di calcolo. Pertanto, alla luce di quanto si vedrà nella presentazione del D.Lgs 192/05, è opportuno che l'Allievo legga (e studi) con attenzione i prossimi paragrafi che approfondiscono l'analisi delle condizioni in transitorio termico degli edifici. Naturalmente l'ingegnere (o più in generale l'impiantista meccanico) non è un farmacista e pertanto le precisioni tipiche del numero di Avogadro non interessano. Sono, però, importanti le conclusioni che si possono e si debbono dedurre dall'analisi in transitorio termico degli edifici, anche per evitare grossolani errori nel dimensionamento impiantistico. Ad esempio, un edificio molto vetrato (mania dei progettisti moderni) non va solo riscaldato in previsione delle ipotesi di grande freddo (cioè con riferimento al solo carico di picco) ma anche raffrescato per evitare il surriscaldamento delle zone esposte ad est e ad ovest.

In pratica può facilmente accedere che un edificio molto vetrato debba contemporaneamente essere riscaldato e raffrescato anche a gennaio. In questi casi occorre prevedere una tipologia di impianto certamente più complessa del solito, ad esempio con aria primaria e fan coil a quattro tubi (vedasi nel proseguo).

Molto si dirà del carico in condizioni stazionario nel capitolo 9 sugli impianti di riscaldamento e ad esso si rimanda l'approfondimento di questo studio.

5.2 TRANSITORIO TERMICO DEGLI EDIFICI

In questo capitolo si farà un breve cenno sul transitorio termico cercando di evidenziare i parametri più significativi del comportamento termico degli edifici. L'applicazione della *L. 10/91* (*che sarà descritta in dettaglio nei prossimi capitoli*) è ormai *routine* progettuale mentre lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente *complesso.*

Il Progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, e capaci di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e

Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno, infatti, di tali strumenti, sebbene elastico e versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla "*performance*" del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda il momento ovvero la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte. La progettazione bioclimatica postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc.

In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario***.

E' questo che rappresenta l'elemento di separazione e di interazione tra il macroclima esterno e il microclima interno e come tale va progettato in modo che la sua risposta sia congruente con i requisiti di benessere termico e richieda il minimo ricorso possibile a sistemi ausiliari di climatizzazione (*Energy Conscious Design).*

5.3 PROPAGAZIONE DEL CALORE IN REGIME PERIODICO STABILIZZATO

L'evoluzione termica degli edifici è caratterizzata fortemente dal comportamento delle pareti esterne in condizioni di transitorio termico. Poiché lo studio delle condizioni variabili è in generale complesso (*vedi nel prosieguo i paragrafi sui metodi alle traiettorie di stato*) si cercherà di pervenire a concetti semplici ma essenziali per la piena comprensione dell'evoluzione termica di un edificio.

Una delle condizioni transitorie più importanti è detta r*egime stabilizzato*: esso si manifesta quando la variazione delle condizioni esterne (*qui si considera variabile la sola temperatura esterna*) variano secondo una legge armonica semplice con periodo temporale costante (ad esempio sinusoidale) e gli effetti della risposta propria del sistema edificio sono trascurabili rispetto a quella forzata.

Basti pensare all'evoluzione della temperatura esterna: questa si può considerare, in prima approssimazione, variabile attorno ad un valore medio giornaliero fra un valore minimo (*raggiunto di solito prima dell'alba*) e un valore massimo (*raggiunto dopo il mezzogiorno*). Naturalmente la temperatura reale varia con legge non sinusoidale per effetto di variazioni climatiche giornaliere (si pensi, ad esempio, all'effetto delle nubi, del vento, della pioggia,…) ma possiamo pensare che questa approssimazione sia valida almeno per uno studio iniziale del problema.

Del resto l'evoluzione temporale dell'andamento della temperatura giornaliera è certamente periodica e quindi si può pensare di espandere in serie di *Fourier* qualunque andamento periodico

ottenendo una somma di funzioni del tipo seno e coseno la cui efficacia diminuisce al crescere dell'ordine. Pertanto risolvere il problema del transitorio stabilizzato per un'onda sinusoidale significa anche risolvere qualunque altro tipo di regime periodico rappresentabile come una somma di alcune onde sinusoidali (di solito ci si arresta al 3° o 4° ordine).

Consideriamo una parete piana (vedi Figura 33) sotto particolari ipotesi semplificative (*supponendo il flusso termico di tipo sinusoidale e di direzione perpendicolare alla superficie, il mezzo isotropo e omogeneo e di spessore seminfinito*) e imponiamo le condizioni iniziali spaziali (temperature sulle due facce esterne) corrispondenti ad una temperatura esterna *forzante* del tipo:

$$T(\tau) = \theta_o + T\sin(\omega\tau) \qquad [93]$$

ove si è indicato con τ il tempo per distinguerlo dall'analogo simbolo di temperatura e si suppone che la temperatura esterna vari in modo sinusoidale con *pulsazione* ω attorno ad un valore medio θ_o, si ottiene (vedi il corso di *Trasmissione del Calore)* una risposta del tipo [94] con i simboli indicati:

$$T(\tau) = \theta_o + \theta e^{-\gamma x}\sin(\omega\tau - \gamma x) \qquad [94]$$

ove si ha:

- $\omega = 2\pi f$ pulsazione con $f=1/T_0$ e con T_0 periodo pari a 24 ore;
- $\gamma=\sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ fattore di attenuazione spaziale;
- $a=\frac{\lambda}{\rho c}$ diffusività termica del mezzo, in $[m^2/s]$, con ρ densità del mezzo;
- $\varphi=\frac{\lambda x}{\omega}$ sfasamento temporale dell'onda termica trasmessa.

Nella Figura 33 si ha la rappresentazione schematica di un'onda termica sinusoidale in ingresso che viene in uscita modificata dalla parete con gli effetti di smorzamento (cioè con una minore ampiezza di oscillazione rispetto al suo valor medio e con un ritardo rispetto all'onda incidente) e sfasamento sopra calcolati e che risultano funzioni delle caratteristiche geometriche e termofisiche del mezzo stesso. Indicativamente si può sostenere che ***l'attenuazione è principalmente affetta dalla conducibilità e lo sfasamento dalla capacità termica del mezzo***.

Tuttavia il comportamento complessivo dipende essenzialmente dal rapporto caratteristico (conducibilità/capacità termica) che prende il nome di "*diffusività termica*", $a=\lambda/\rho c$.

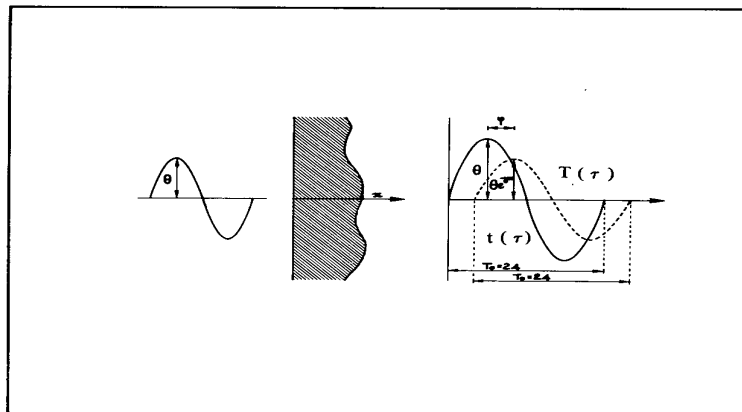



Figura 33: Trasmissione del calore in uno strato seminfinito: risposta alla forzante esterna sinusoidale.

Le difficoltà analitiche sopraggiungono quando si considera il caso reale di un mezzo non omogeneo e di spessore finito quale può essere una parete reale multistrato.

La risposta del mezzo alla sollecitazione esterna dipende infatti, oltre che dai comuni parametri termofisici e geometrici (conducibilità, spessori, coefficienti liminari di convezione sulle facce estreme)

anche dalla particolare stratigrafia della parete, cioè dall'ordine con cui i vari strati di materiale si susseguono rispetto alla direzione del flusso termico.

Risulta infatti che una parete con materiali di uguale spessore ma disposti in ordine diverso dà luogo a un diverso comportamento in transitorio.

Un caso di un certo interesse pratico, che esemplifica tali effetti, è quello della parete costituita da tre tipi di materiale dei quali uno è un isolante termico (vedi anche nel prosieguo). Qui la diversa collocazione di quest'ultimo, se cioè punto all'interno o all'esterno o al centro tra i due rispetto alla direzione del flusso termico, influenza sensibilmente la propagazione dell'onda termica all'interno dell'ambiente. Ciò ha in particolare un riflesso immediato ai fini del benessere termico, nel senso che sebbene nell'arco di un ciclo giornaliero completo (per esempio 24 ore) il valor medio della temperatura interna si mantenga ad un livello di comfort (per es. 20 °C in inverno e 25÷26 °C in estate) le oscillazioni attorno a tale valore producono tanto più acuto disagio termico quanto maggiore è la loro ampiezza. Risulta quindi di grande interesse per il progettista la previsione teorica del comportamento in transitorio non solo degli elementi murari ma anche, più in generale, dell'intero ambiente.

Per meglio concretizzare quanto sopra indicato si consideri un'onda di temperatura avente T_m=5 °C e ΔT=10 °C, come indicato in Figura 34.

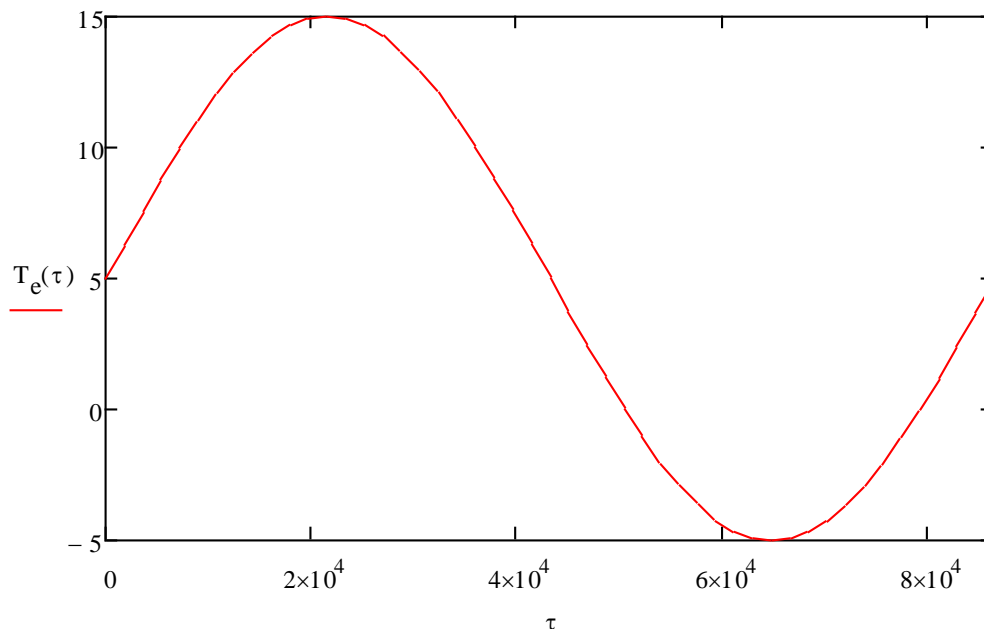



Figura 34: Onda di temperatura con T_m=5 °C e ΔT=10 °C

Supponiamo di avere i seguenti dati per la parete (tutti nel S.I.):

$$\omega := \frac{2\cdot\pi}{86400} \qquad \lambda := 1.2 \qquad \rho := 1800 \qquad c0 := 900$$

$$a := \frac{\lambda}{\rho\cdot c0} \qquad \gamma 0 := \sqrt{\frac{\omega}{2\cdot a}} \qquad \theta_0 := 5 \qquad T_0 := 10$$

$$a = \qquad \gamma 0 =$$

Tabella 43: Dati di calcolo per il regime periodico

Inoltre immaginiamo di avere una seconda parete con densità bassa pari a 900 kg/m³. I risultati del calcolo dell'onda di temperatura all'interno della parete per ascisse di 0,1 e 0,3 m sono dati nella Figura 35 ove, per comodità, in ascissa si è riportato il tempo in giorni. Il calcolo è effettuato per due giorni consecutivi.

Le curve partono tutte dall'ascissa 0 s e non risultano spostate in corrispondenza delle ascisse corrispondenti. Sono comunque ben osservabili gli sfasamenti delle onde ti temperatura al variare dell'ascissa x.

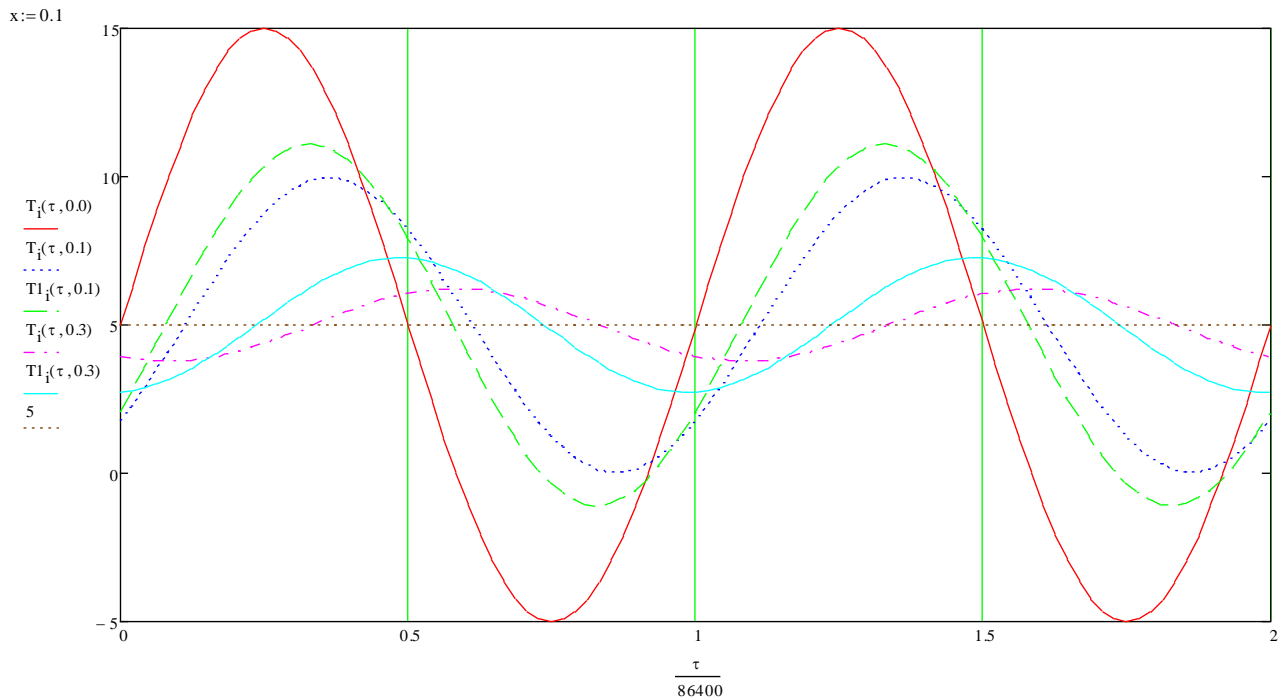



Figura 35: Onde di temperatura all'interno della parete per i due casi

Inoltre anche l'ampiezza delle onde di temperature diminuisce secondo la curva di Figura 36.

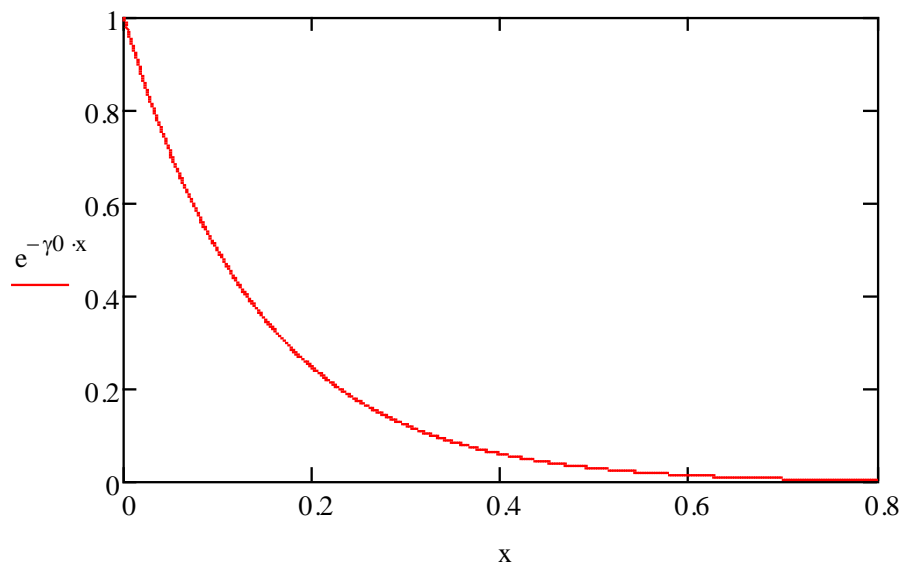



Figura 36: Attenuazione dell'ampiezza dell'onda di temperatura in funzione dell'ascissa

Si osservi come più è pesante la parete maggiore è lo sfasamento rispetto all'onda termica esterna e questo lo si può osservare sia variando la densità che lo spessore.

Quest'ultimo comportamento ci consente di fare un'importante osservazione. Infatti, se la temperatura esterna si abbassa l'onda di temperatura viene trasmessa all'interno con lo sfasamento di alcune ore (da 3 a 6 e anche più nei casi precedenti). Di conseguenza se la temperatura esterna torna a salire entro le 3- 4 ore successive all'interno degli ambienti non ci accorge di nulla.

E' ciò che avviene d'inverno quando di notte la temperatura esterna raggiunge i -5°C a Catania senza che le abitazioni se ne accorgano. Proprio per questo la temperatura minima di progetto non è la minima assoluta rilevata in un sito ma quella che si è mantenuta per almeno cinque giorni consecutivi in modo da interessare anche gli ambienti interni degli edifici.

La muratura esterna, quindi, ci aiuta anche a ripararci dai transitori nei quali si hanno forti abbassamenti o forti innalzamenti delle temperature esterne.

L'argomento trattato è attualmente oggetto di una letteratura vastissima, anche se pochi sono gli approcci realmente fondamentali e innovativi. Nel prossimo capitolo si cercherà di enuclearli e di discuterli brevemente mostrandone i vantaggi, i limiti e i loro successivi superamenti.

5.4 TRANSITORIO DI RISCALDAMENTO E RAFFREDDAMENTO DI UN CORPO

Per meglio comprendere gli effetti della climatologia esterna per il transitorio termico di un edificio si riporta il caso del raffreddamento di un corpo a resistenza interna trascurabile avente temperatura iniziale T_i per il quale (vedi il corso di *Trasmissione del Calore*) si ha il seguente andamento della temperatura interna del corpo immerso in un fluido con temperatura T_a:

$$T = T_a + \left(T_i - T_a\right) e^{-\frac{hA}{mc}\tau} \qquad [95]$$

In Figura 37 si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$). Il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dalla *costante di tempo*:

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho c V}{hA} \qquad [96]$$

Una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica. Questo è proprio quel che avviene anche negli edifici, qui considerati in prima approssimazione come un *corpo omogeneo* di massa di massa totale equivalente *m* avente calore specifico medio *c* e quindi con capacità termica $C = \sum m_i c_i = mc$.

Maggiore è la sua capacità termica minore maggiore sarà il tempo di riscaldamento e/o di raffreddamento e quindi minore saranno le oscillazioni termiche.

La *costante di tempo* può ancora scriversi in forma più usuale utilizzando l'analogia con i transitori dei circuiti elettrici resistenza – capacità nella forma:

$$\tau_0 = \frac{mc}{hA} = \left(\frac{1}{hA}\right)(mc) = RC \qquad [97]$$

ove R è la *resistenza termica* e C è la *capacità termica* del corpo. Per fare un esempio, se la costante di tempo è pari a RC=5 *h* dopo 5 x 5[21]=25 ore (*poco più di un giorno*) l'edificio si raffredderà del tutto o si riscalderà del tutto.

Se la sua costante di tempo è RC =24 *h* allora il transitorio ha bisogno di 5 x 24= 120 ore, cioè 5 giorni, e pertanto se andiamo a vedere le oscillazioni di temperatura nell'arco di una giornata (di giorno si ha riscaldamento e al tramonto si ha raffreddamento) si vede bene come in quest'ultimo caso le oscillazioni di temperatura siano di gran lunga inferiori rispetto al caso precedente.

Può scriversi τ anche sotto altra forma più interessante:

$$\tau_c = \frac{mc}{hA} = \frac{\rho V c}{hA} = \left(\frac{V}{A}\right)\left(\frac{\rho c}{h}\right) \qquad [98]$$

L'ultimo membro ci dice che ***la costante di tempo è tanto maggiore*** (per cui si hanno periodi di raffreddamento e di riscaldamento lunghi) ***quanto maggiore è, a parità del rapporto ρc/h, il rapporto V/A cioè il rapporto di forma dell'oggetto.***

---

[21] Si ricorda che dopo 5 costanti di tempo il valore finale del transitorio $\theta / \theta_0 = e^{-\tau/\tau_0}$ è pari allo 0,763% di quello iniziale. Ciò significa che il transitorio si è praticamente esaurito.

Si osservi, infatti, che l'iglù esquimese ha la forma emisferica e per questo solido il rapporto V/A è il *massimo possibile*:

La sfera, infatti, ha il maggior volume a parità di superficie disperdente o, se si vuole, la minor superficie disperdente a parità di volume.

Pertanto la forma di quest'abitazione è geometricamente ottimizzata per il minimo disperdimento energetico e quindi per un maggior transitorio di raffreddamento.

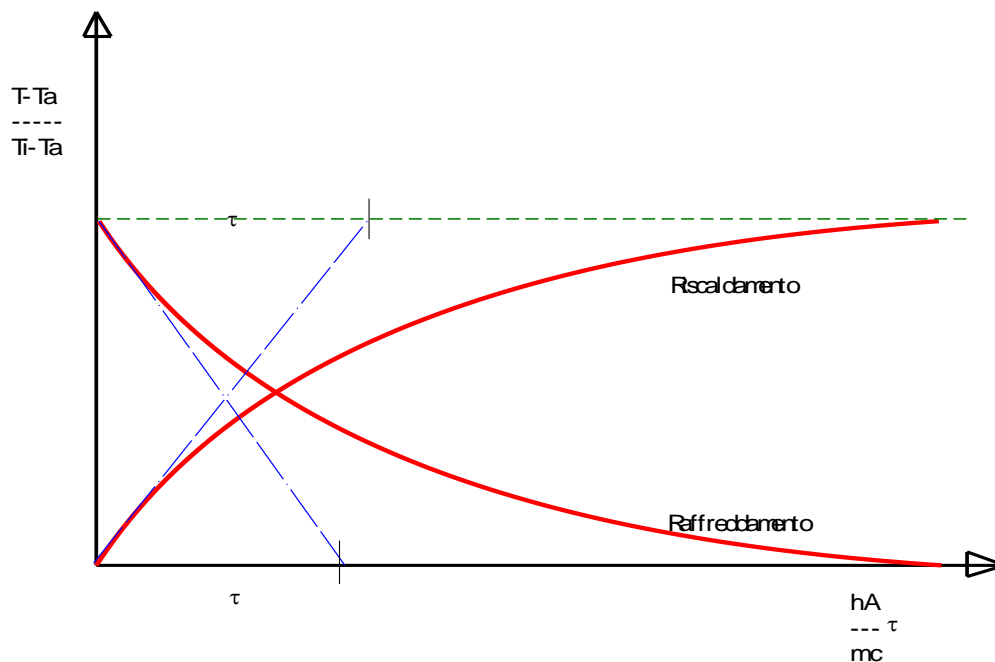



Figura 37: Andamento del transitorio di riscaldamento e/o di raffreddamento

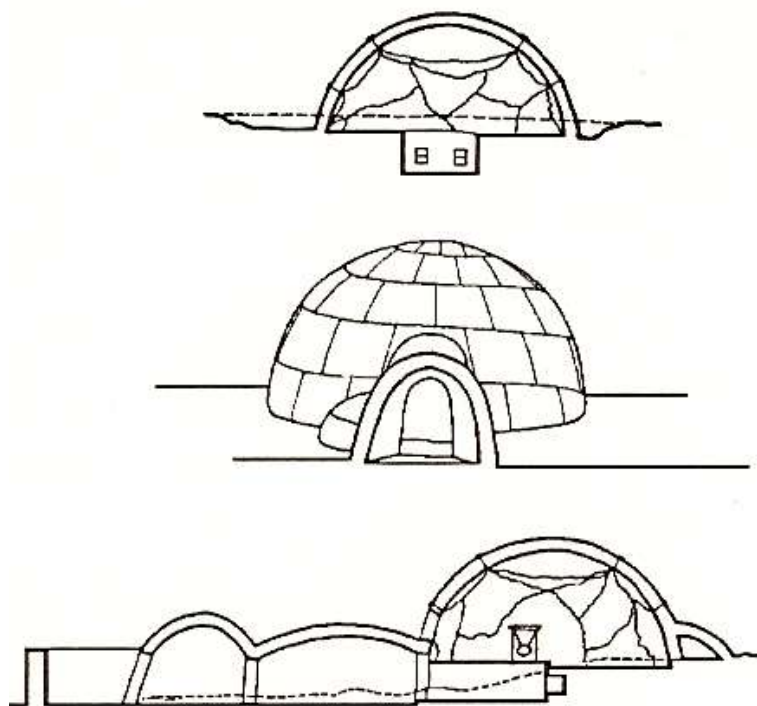



Figura 38: Schema di un iglù esquimese

Analoga osservazione si può fare per la forma *dei forni di cottura a legna*: anch'essi hanno forma emisferica che consente loro di immagazzinare meglio il calore nella massa muraria e di disperderla il più lentamente possibile, a parità di condizioni esterne, rispetto ad altre forme geometriche.

Quest'osservazione giustifica l'attenzione che le leggi vigenti sui consumi energetici negli edifici danno sul rapporto ***A/V*** ai fini della verifica dei disperdimenti massimi (*vedi nel prosieguo il capitolo sulla L. 10/91*).

Un edificio che, a pari volume *V*, ha grande superficie *A* è certamente più disperdente di un edificio con superficie esterna minore.

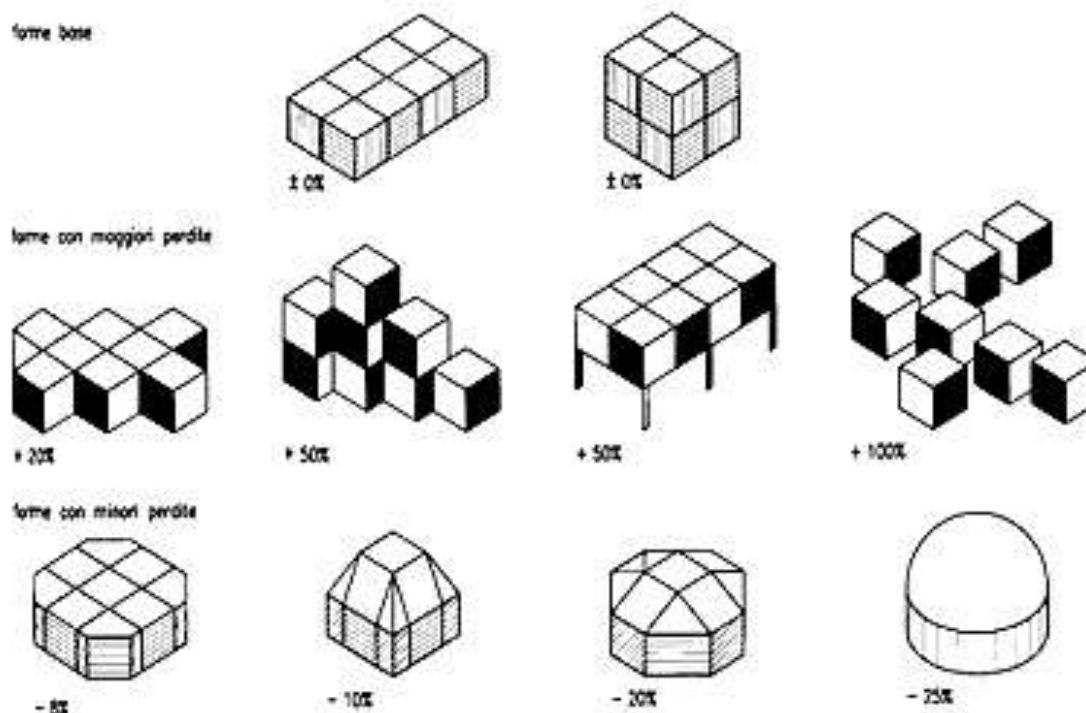



Figura 39: Influenza della forma architettonica (A/V) sui disperdimenti

Architettonicamente sono quindi da preferire forme più chiuse, compatte (edifici di tipo condominiale) rispetto a quelle aperte, movimentate (edifici a villette separate) che comportano maggiori superficie esterna e quindi maggiori disperdimenti termici.

Vedremo che proprio sul rapporto di forma, ***V/S***, l'attuale legislazione basa il suo controllo sulla corretta progettazione energetica.

5.5 COSTANTE DI TEMPO DELL'EDIFICIO

Si è più volte detto che l'accumulo termico gioca un ruolo fondamentale nei tempi di avviamento o di spegnimento degli impianti termici di riscaldamento che costituiscono i momenti di transitorio termico dell'edificio. In Figura 40 si ha un esempio di risposta ad una sollecitazione a gradino per tre diverse costanti di tempo. Si osservi come la risposta caratterizzata da una bassa costante di tempo si esaurisce prima che l'onda di temperatura discenda a zero. La sequenza di tre onde quadre mostra che la risposta si porta a regime (cioè raggiunge il valore finale) in ogni periodo.

Nel caso di costante di tempo intermedia prima che l'onda quadra discenda si ha circa l'80% del valore finale e pertanto l'onda di discesa parte da questo valore. Analoga osservazione per costante di tempo ancora maggiore.

Questo semplice diagramma dimostra anche che ***le oscillazioni in risposta all'onda quadra sono di ampiezza sempre più decrescente quanto maggiore è la costante RC***.

Quindi se l'onda quadra rappresenta l'alternanza della temperatura esterna allora ***la temperatura interna (risposta al transitorio) riduce le oscillazioni quanto più elevata è la costante di tempo RC***.

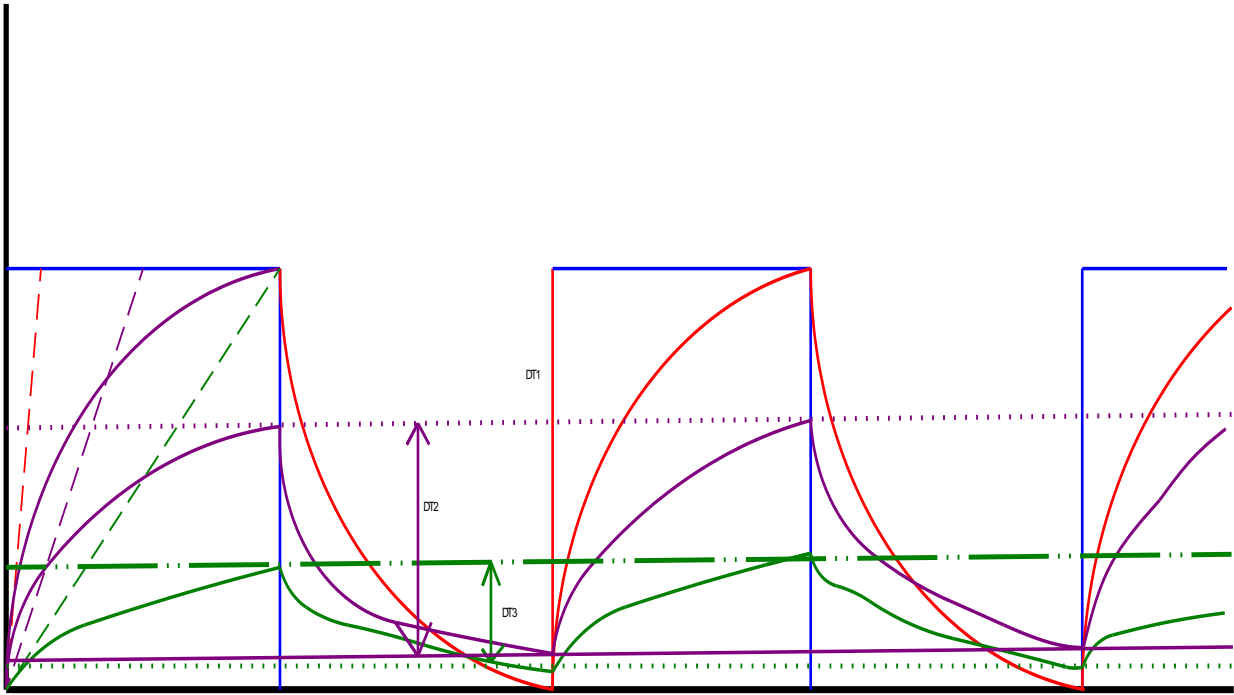



Figura 40: Transitorio termico con diverse costanti di tempo

Un edificio con poca massa (tipici *edifici moderni*), quindi, ha oscillazioni termiche maggiori degli edifici con maggiore massa (come gli *edifici antichi*) e pertanto in inverno si avranno temperature minime più elevate e d'estate temperature massime più alte e tali da rendere la vita all'interno insopportabile per l'eccessivo surriscaldamento.

Un modo per correlare il carico termico dell'edificio con le sue caratteristiche di isolamento e di accumulo termico è quello di calcolare la *costante di tempo* equivalente dell'edificio definita dalla relazione (per alcuni simboli si veda nel prosieguo la L. 10/91):

$$\tau_{edificio=}RC = \frac{\underbrace{(mc)\Delta T}_{\text{Energia interna}}}{\underbrace{(KA)\Delta T + nVc\Delta T}_{\text{Disperdimenti + Ventilazione}}} = \frac{E_i}{C_g \cdot V \cdot \Delta T_i} = \frac{\sum m_i c_i (\overline{t_i} - t_e)}{C_g \cdot V \cdot (t_i - t_e)} \qquad [99]$$

ove si è posto:

$$C_g = C_d + C_v = \frac{\text{Disperdimenti totali}}{V \cdot \Delta T}$$

ove si ha il seguente simbolismo (per il quale si rimanda anche all'applicazione della L. 10/91):

E_i Energia interna dell'*i.mo* componente, valutata rispetto alla temperatura esterna t_e,

m_i massa dell'*i.mo* componente,

c_i calore specifico dell'*i.mo* componente,

C_g Coefficiente volumico globale (C_d + C_v) dell'edificio (vedi nel prosieguo per la L. 10/91),

V Volume dell'edificio,

$\overline{t_i}$ temperatura media dell'*i.mo* componente.

Le masse interne concorrono interamente alla formazione di R, quelle perimetrali esterne vi concorrono solo nella misura in cui partecipano alla dinamica dell'ambiente[22], cioè in proporzione dell'energia interna accumulata, sempre valutata rispetto alla temperatura esterna t_e.

La *costante di tempo dell'edificio* dipende, quindi, dalla costituzione delle masse di accumulo termico, $m_i c_i$, e dalle caratteristiche dispersive date dal denominatore, $G_g V \Delta T$, funzioni anche del sito attraverso la differenza di temperatura Δ.T di progetto.

5.6 PARAMETRI CHE INFLUENZANO IL CARICO TERMICO DEGLI EDIFICI

Si è già detto in precedenza che gli impianti di climatizzazione debbono fornire all'edificio una quantità di energia termica (con il proprio segno) tale da compensare le variazioni delle altre componenti del bilancio energetico globale.

Lo studio in transitorio termico, più complesso e preciso, è di solito preferibile rispetto ad altri metodi semplificati ma la complessità delle equazioni differenziali di bilancio (vedi i *Sistemi Aperti* nel Corso di *Fisica Tecnica*) rende questo tipo di analisi difficile da applicare nelle normali applicazioni di progettazione impiantistica.

Nel corso di *Impianti Termotecnici* si assumerà, come già detto in precedenza, che le condizioni esterne *varino* durante il giorno e nelle varie stagioni ma le condizioni interne siano *costanti* (edificio *termostatizzato*) e quindi, anche per effetto dell'equazione di bilancio energetico dell'edificio, non sono considerati gli accumuli termici. Naturalmente si tratta di una *semplificazione calcolistica* che, si vedrà, costringe ad introdurre una serie di fattori correttivi, di non agevole formulazione analitica, che rendono coerente e corretto (*per quanto possibile!*) il bilancio termico semplificato. L'energia totale che gli impianti debbono fornire o sottrarre all'edificio prende il nome di *carico termico*. Esso è sempre riferito a condizioni progettuali ben precise (ad esempio invernali o estive) e a condizioni climatiche esterne convenzionali date da *Norme Tecniche* pubblicate dal *CTI-UNI* o dal *CNR*. Suddividiamo, per semplicità operativa e per meglio potere applicare le disposizioni legislative vigenti quasi esclusivamente per il riscaldamento invernale, lo studio dei carichi termici in due momenti distinti il *carico termico invernale* e il *carico termico estivo*.

5.6.1 LA TEMPERATURA ARIA-SOLE

Uno dei concetti più importanti per lo studio della *Termofisica* dell'edificio è quella della *Temperatura Aria-sole* cioè di una *temperatura fittizia* che tiene conto contemporaneamente sia degli scambi termici (conduttivi e convettivi) con l'aria esterna che dell'irraggiamento solare ricevuto.

E' sensazione comune che la temperatura esterna sia più elevata nelle zone soleggiate rispetto a quelle in ombra. La valutazione della *temperatura aria-sole* fornisce indicazioni utili alla comprensione di questo fenomeno. Si supponga di avere la parete esterna di Figura 41 soggetta ai flussi termici indicati e all'irraggiamento solare *I*. Il bilancio energetico complessivo sulla parete, tenendo conto dei flussi di calore per convezione e per radiazione, è dato dalla relazione:

$$\begin{aligned} q &= a\,I - \alpha_{re}(T_s - T_c) - \alpha_{ce}(T_s - T_e) + \alpha_{re}T_e - \alpha_{re}T_e = \\ &= aI - \underbrace{(\alpha_{ce} + \alpha_{re})}_{h_{oe}}(T_e - T_s) + \alpha_{re}(T_c - T_e) \end{aligned} \qquad [100]$$

[22] Le pareti esterne sono di solito di tipo multistrato e quasi sempre con isolamento termico. Ora gli studi sui transitori termici delle pareti hanno mostrato che la posizione dell'isolante termico è fondamentale per il comportamento della parete sia nei confronti del transitorio che dell'energia accumulata. Se l'isolante è posto all'esterno la massa della parete esterna partecipa all'accumulo termico, in base a quanto osservato in precedenza, ed anzi si trova nelle condizioni ideali di inibizione del flusso termico verso l'esterno con flusso solo verso l'interno. Se la posizione dell'isolante è intermedia allora partecipa all'accumulo termico solo la parte di parete fra l'aria interna e l'isolante. Infine se la posizione dell'isolante è all'interno della parete allora la massa capacitiva è quasi nulla e la parete non partecipa all'accumulo termico. Si osservi ancora che la posizione esterna dell'isolante porta a minori oscillazioni termiche rispetto alla posizione intermedia e, più ancora, rispetto alla posizione interna. Per le attenuazione le cose vanno in modo inverso.

Si definisca ora la ***Temperatura aria-sole*** "*quella temperatura fittizia dell'aria esterna che produrrebbe, attraverso una parete in ombra , lo stesso flusso termico che si ha nelle condizioni reali, ossia sotto l'azione simultanea della temperatura esterna e della radiazione solare*".

Per trovare T_{as} basta allora imporre che il flusso reale q sia uguale al flusso termico che si avrebbe per una parete in ombra a contatto con l'ambiente esterno a temperatura T_{as}:

$$q^* = h_{oe}(T_{as} - T_{se})$$

Ossia :

$$aI - h_{oe}(T_e - T_s) + \alpha_r(T_c - T_e) = h_{oe}(T_{as} - T_e)$$

da cui :

$$T_{as} = T_e + \frac{a\,I}{h_{oe}} + \frac{\alpha_r}{h_{oe}}(T_c - T_e) \qquad [101]$$

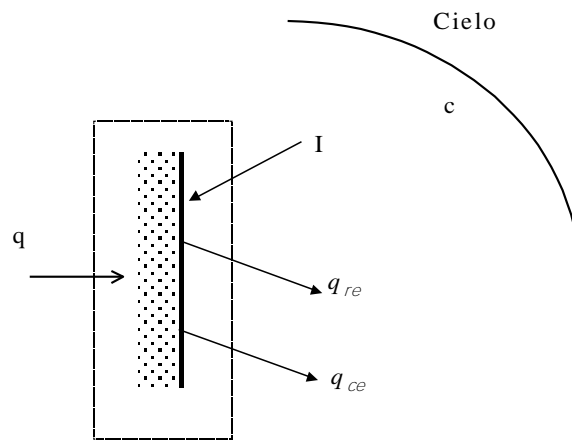



Figura 41: Scambi termici di una parete esterna soleggiata.

Nei calcoli tecnici, considerato il valore trascurabile di α_r, è lecito adottare l'espressione approssimata:

$$T_{as} = T_e + \frac{a\,I}{h_{oe}} \qquad [102]$$

Pertanto la *temperatura aria-sole* dipende dal *fattore di assorbimento* dei materiali, dalle *capacità di scambio convettivo* e dall'irraggiamento solare. Nella Figura 42 e Figura 43 seguenti si ha modo di osservare come T_{as} vari al variare di questi parametri. Si osservi, in Figura 42, come la temperatura aria-sole sia legata all'esposizione della parete e quindi al suo irraggiamento solare. In particolare, osservando i fattori di assorbimento per lunghezze d'onda corte[23] (α_c) nella tabella di Figura 42, si intuisce il perché, nell'*Architettura Mediterranea* le pareti esterne degli edifici siano bianche e che questa sia caratterizzata dal *bianco*, cioè che sia *un'Architettura solare.*

5.6.2 QUALITÀ TEMOFISICHE DELLE FINITURE SUPERFICIALI

Sia la scelta del materiale che il colore dello stesso giocano ruoli fondamentali sul comportamento termofisico della parete. In genere si può considerare che il fattore di assorbimento nel campo solare sia $a_s = 0.15 \div 0.7$. Vediamo meglio gli effetti per i vari colori.

[23] Si ricordi che radiazioni solari di lunghezza d'onda corta sono quelle con $\lambda < 3$ μm mentre al di là di questo limite si hanno le lunghezze d'onda lunghe. La radiazione solare è per il 98% compresa entro i 3 μm e quindi è considerata come lunghezza d'onda corta. Non così avviene per le radiazioni emesse dai corpi all'interno di un ambiente. Infatti per la legge di Wien ad una temperatura di 30° si hanno λ dell'ordine di 10 μm.

Colori chiari

Il fattore di assorbimento solare a_s è piccolo (0.15÷0.3), parete è opaca e la radiazione solare assorbita, in regime stazionario, viene riemessa per radiazione (radiosità $J = \sigma_0 T^4 + (1-\varepsilon)G$), soprattutto nell'infrarosso con emissività pari a circa ε=0.9 e quindi la temperatura superficiale esterna sale di poco.

Parete ricoperta di materiale riflettente: alluminio o vernice di alluminio

In questo caso il fattore di assorbimento è molto basso per l'energia solare, a_s = 0.1÷0.25, e per l'infrarosso, a_{ir} = 0.4÷0.6. Ne consegue che la superficie assorbe poca energia solare e ne riemette altrettanto poca con conseguente leggero aumento di temperatura superficiale. Occorre, pertanto, evitare il contatto diretto con la parete per non avere la conduzione termica che porterebbe al leggero aumento di temperatura.

Parete ricoperta da metalli generici

I metalli hanno un fattore di assorbimento solare maggiore di quello dell'alluminio ma nel campo dell'infrarosso hanno emissività bassa, pertanto la radiazione solare porta ad un incremento di temperatura della parete maggiore che con l'alluminio. Ne segue che occorre evitare il contatto diretto per inibire la conduzione termica.

5.6.3 PARETI CON INTERCAPEDINE D'ARIA

Sono spesso utilizzate pareti esterne aventi una o più intercapedini d'aria interna all'interno, cioè la successione degli strati componenti viene interrotta dal spazi lasciati con aria interna. Il comportamento delle intercapedini d'aria è termodinamicamente importante ed è opportuno che sia ben conosciuto dagli Allievi. Elemento fondamentale dell'intercapedine è lo spessore poiché da esso dipende la possibilità di avere convezione dell'aria interna o non. Vediamo questi due casi con maggior dettaglio.

Intercapedine d'aria con convezione interna

Quando l'intercapedine supera i 2 cm di spessore si può avere convezione termica dell'aria interna. Il calore viene quindi trasmesso sia per convezione dell'aria all'interno dell'intercapedine che per irraggiamento fra le facce contrapposte degli strati che la determinano ed essendo un collegamento in parallelo (sono eguali le temperature della facce esterne dell'intercapedine, T_{11} e T_{12}) si ha:

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_c}$$

ove si hanno i seguenti simboli:

- R_I resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),
- h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K),
- h_c coefficiente di convezione dell'aria fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K).

La difficoltà di conoscere h_c a causa della complessità del fenomeno convettivo (verso l'alto, verso il basso, pareti verticali, pareti orizzontali, parete inclinate, …) consigliano di calcolare R_I sperimentalmente per le varie situazioni possibili. I manuali specializzati riportano i valori ricorrenti nelle applicazioni.

Intercapedine d'aria senza convezione termica

In questo caso, con spessori limitati entro i 2 cm, si ha solo conduzione termica attraverso l'aria nell'intercapedine e pertanto, sempre con riferimento ad un collegamento in parallelo, si ha:

$$\frac{1}{R_I} = \frac{1}{h_r} + \frac{s_I}{\lambda_{aI}}$$

ove si ha il simbolismo:

R_I resistenza termica dell'intercapedine, (m^2K/W),

h_r coefficiente di irraggiamento fra le facce esterne dell'intercapedine, (W/m^2K),

s_I spessore dell'intercapedine d'aria, (m),

λ_{aI} conducibilità termica dell'aria nell'intercapedine, (W/mK).

COEFFICIENTI DI ASSORBIMENTO DI ALCUNI MATERIALI

MATERIALE	α_c	α_l
Intonaco bianco	0.12	0.91
Pittura bianca	0.20	0.91
Sabbia bianca	0.45	0.84
Pittura a olio verde	0.50	0.90
Mattoni rossi	0.55	0.92
Cemento amianto bianco	0.59	0.96
Marmo	0.60	0.90
Cemento rugoso	0.60	0.97
Pittura grigia	0.75	0.95
Pittura a olio rossa	0.74	0.90
Ardesia	0.81	0.96
Asfalto da copertura	0.93	0.96

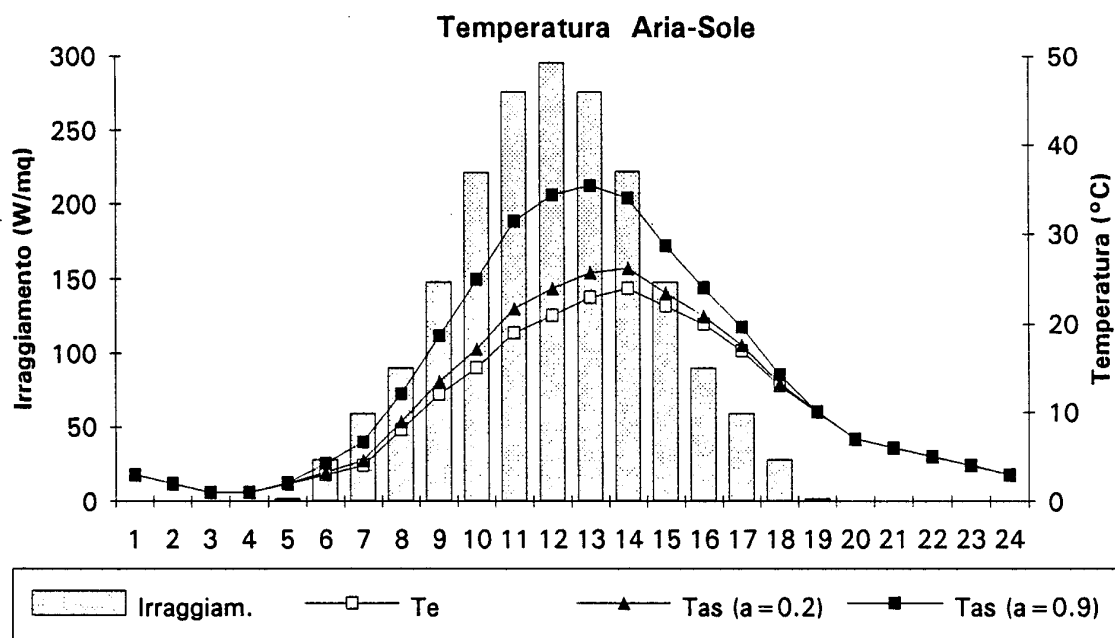



Figura 42: Andamento della temperatura aria-sole per a=0.2 e a=0.9 per un dato irraggiamento.

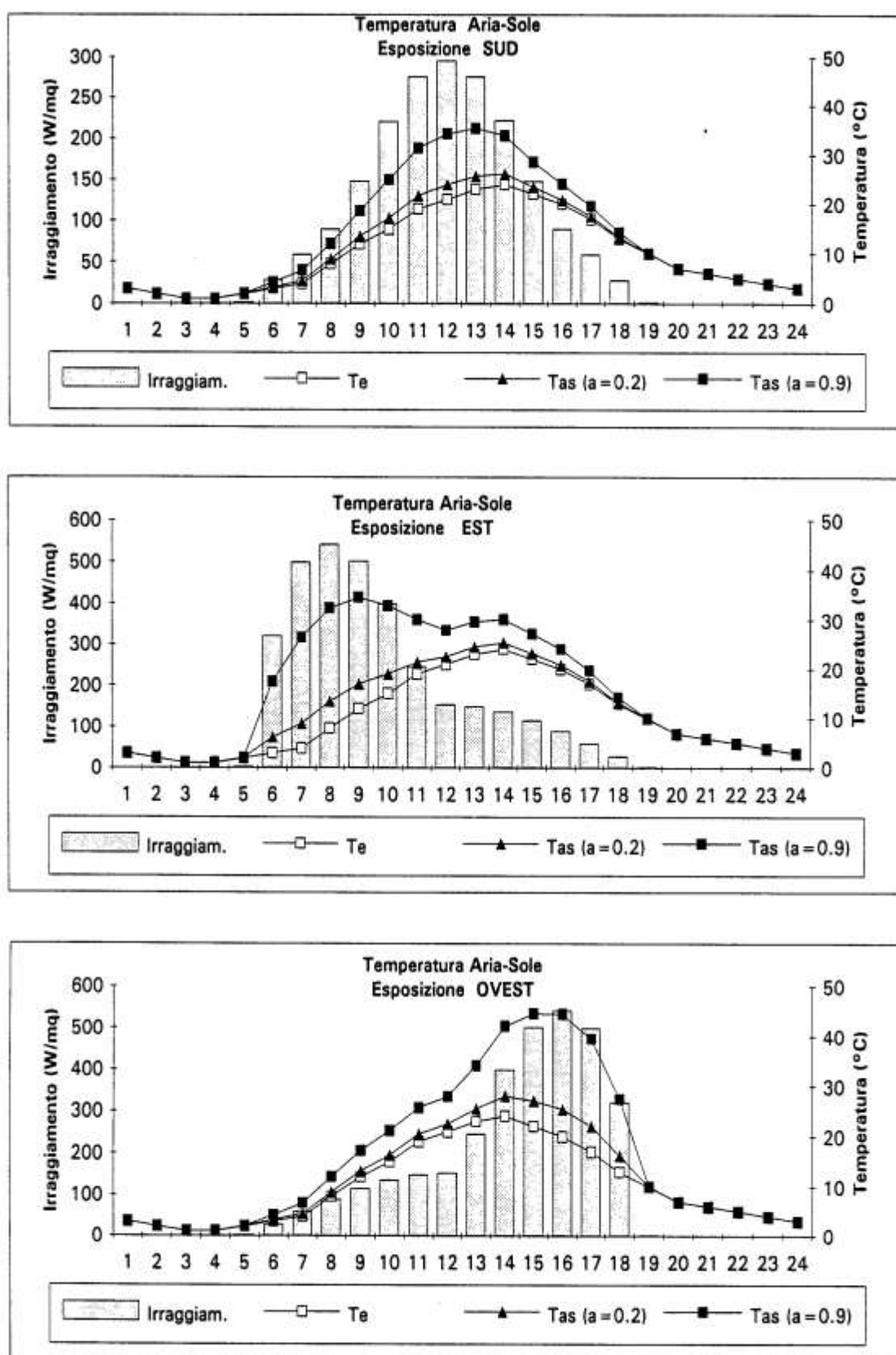



Figura 43: Temperatura aria-sole per a=0.2 e a=0.9 ed esposizione Sud, Est ed Ovest.

Si osserva che il coefficiente di conducibilità dell'aria è molto basso essendo λ =0.024 (*W/mK*) e pertanto il termine conduttivo è molto piccolo.

L'uso delle intercapedini d'aria non convettive (cioè con spessori piccoli) deriva proprio dal fatto che esse introducono una elevata resistenza termica e quindi rendono più isolante la parete esterna.

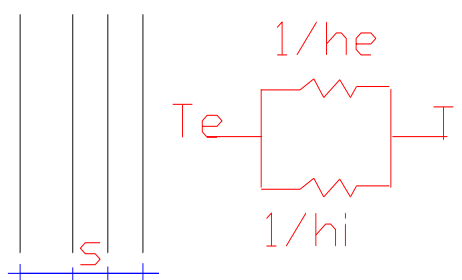



Figura 44: Schematizzazione di una parete con intercapedine

Nella seguente Tabella 44 si hanno alcuni valori di R_I calcolati per varie situazioni pratiche di intercapedini d'aria.

In essa si considera valida la formula di Christiansen per il fattore di forma fra le due facce esterne dell'intercapedine: ε_1 ed ε_2 sono le *emissività termiche* dei materiali esterni e il *fattore di forma* è dato dalla relazione:

$$F_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

Come si può osservare il fattore di forma influenza notevolmente i valori della resistenza termica dell'intercapedine, R_I, com'era da aspettarsi.

Direzione del Flusso termico	**PARAMETRI DELL'INTERCAPEDINE**				**Resistenza termica Totale R_{TI} (m^2K/W)**			
	Orientamento	**Spessore (*cm*)**	**Temp. Media (*°C*)**	**Diff. Temp. (*°C*)**	**$1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1 = 1/F_{12}$**			
					0.05	**0.2**	**0.5**	**0.82**
Verso L'alto	Orizzontale	2÷10	10	5	0.429	0.322	0.215	0.158
			10	15	0.326	0.275	0.185	0.142
			30	5	0.429	0.303	0.191	0.136
Verso l'alto	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.503	0.358	0.232	0.167
			10	15	0.365	0.282	0.197	0.149
			30	5	0.501	0.339	0.204	0.142
Verso destra	Verticale	2÷10	10	5	0.627	0.417	0.253	0.178
			10	15	0.464	0.339	0.223	0.162
			30	5	0.604	0.382	0.219	0.152
Verso sinistra	Inclinata a 45°	2÷10	10	5	0.733	0.464	0.271	0.186
			10	15	0.597	0.408	0.249	0.176
			30	5	0.705	0.417	0.239	0.157
Verso il basso	Orizzontale	2	10	10	0.627	0.417	0.253	0.179
		4	10		0.963	0.567	0.303	0.202
		10	10		1.616	0.705	0.339	0.217
		2	30		0.567	0.365	0.215	0.149
		4	30		0.877	0.475	0.249	0.164
		10	30		1.341	0.589	0.275	0.173

Tabella 44: Valori della resistenza termica per vari valori di intercapedine

5.6.4 PARETI OPACHE INTERNE

Per le pareti opache interne possiamo qui definire i seguenti parametri, oltre a quanto già visto nei capitoli precedenti. L'adduzione termica è la somma di due fenomeni di trasmissione termica: la

convezione e l'irraggiamento. Possiamo, pertanto, definire *coefficiente di adduzione* quel coefficiente (omogeneo alla convezione termica) tale che si possa scrivere la relazione:

$$q_i = h_{oi}(T_{si} - T_a) \qquad [103]$$

Il coefficiente h_{oi} è dato dalla relazione:

$$h_{oi} = T_{si} + \frac{\sigma\varepsilon\,(T_{si}^4 - T_{mr}^4)}{T_{si} - T_a} \cong T_{si} + \sigma\varepsilon T_a^4 \cong \begin{cases} 8\,W/m^2K & \text{Pareti vertic.} \\ 8\,W/m^2K & \text{Pavimenti} \\ 6\,W/m^2K & \text{Soffitti.} \end{cases} \qquad [104]$$

5.6.5 EFFETTI DI MASSA DELLE PARETI INTERNE

Le pareti interne in edifici riscaldati hanno poca influenza sui disperdimenti energetici poiché spesso separano ambienti riscaldati alla stessa temperatura.

Esse, però, hanno effetti notevoli sull'inerzia termica degli edifici poiché, sottoposte ad irraggiamento solare, accumulano calore che viene poi restituito all'aria quando questa tende a raffreddarsi.

Nei calcoli di simulazione dei transitori termici questo effetto viene automaticamente tenuto in conto dalle equazioni di bilancio termico relative a tutti gli elementi costruttivi dell'edificio.

Tuttavia, anche ai fini dell'applicazione della L. 10/91, è necessario conoscere la massa totale delle pareti interne e quindi la capacità termica dell'edificio data dalla somma dei prodotti fra la massa di ogni parete (interna ed esterna) ed il loro calore specifico.

I flussi che entrano in gioco nel sistema sono flussi termici radiativi a bassa lunghezza d'onda dovuti alla radiazione solare penetrante attraverso le superfici trasparenti e flussi radiativi ad alta lunghezza d'onda dovuti alla radiazione mutua fra le pareti.

Figura 45: Esempio di pareti vetrate

5.6.6 PARETI TRASPARENTI

Le pareti trasparenti sono costituite dalle *pareti vetrate* che, per effetto della loro natura, producono non solamente effetti visivi gradevoli ma anche (e forse soprattutto) effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio.

Questi componenti dovrebbero essere utilizzati sempre con attenzione da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri energetici.*

L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate. Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestrate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi della Legge 10/91.

Le superfici vetrate, infine, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

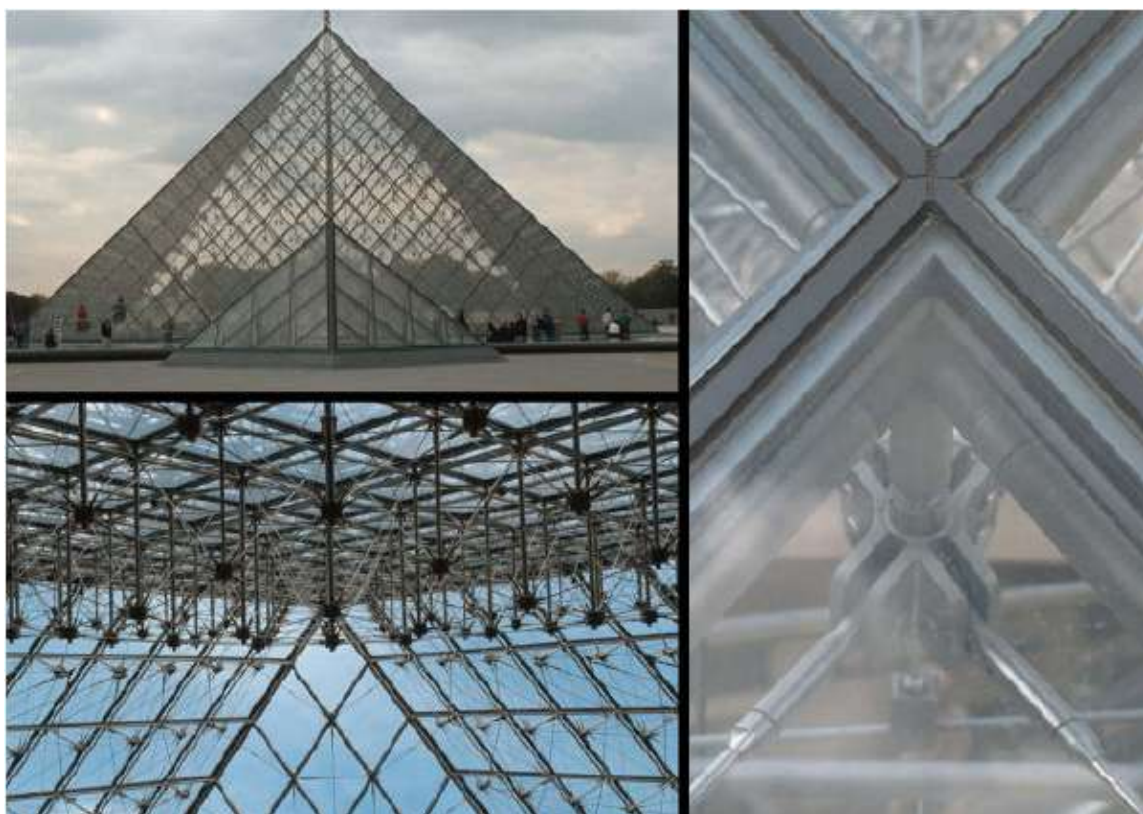



Figura 46: La piramide del Louvre a Parigi

5.6.7 CARATTERISTICHE OTTICHE DEI VETRI

Le superfici vetrate costituiscono elementi fondamentali per tutta l'edilizia. Esse, infatti, consentono di vedere l'ambiente esterno e sono quindi un elemento di raccordo fra l'interno degli edifici e l'esterno. Fin dall'antichità questo legame è stato ritenuto importante: i latini usano disegnare finestre finte con scene di vita esterna quando non potevano avere finestre vere negli ambienti. L'Uomo ha il bisogno fisiologico e psicologico di avere un rapporto diretto (visivo e acustico) con l'ambiente esterno altrimenti si sente isolato, privo di possibilità di vita. Le norme edilizie dei singoli stati prevedono tutte l'apertura di finestre verso l'esterno e considerano gli ambienti totalmente chiusi come con regolarmente *vivibili.*

L'uso dei vetri è, dunque, necessario per la stessa vita dell'uomo ed allora occorre conoscerne bene il comportamento termofisico anche perché, come si illustrerà nelle pagine seguenti, attraverso i vetri non passa solo la luce ma anche l'energia scambiata fra ambienti interno ed esterno, nei due sensi a seconda delle temperature. Gli scambi energetici sono, per unità di superficie e di temperatura, proporzionali alla *trasmittanza termica* e quindi questa rappresenta un parametro fondamentale di riferimento nei calcoli che vedremo.

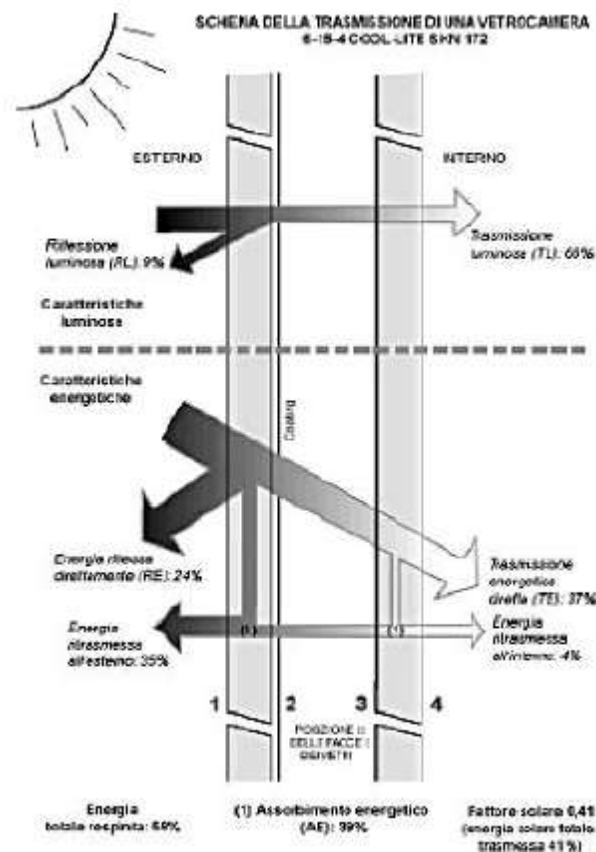



Figura 47: Trasmissione delle radiazioni in un vetro camera

Occorre ancora considerare che i vetri hanno un comportamento peculiare: essi sono materiali solidi *trasparenti* alla luce solare ma non alle radiazioni infrarosse. Pertanto il loro comportamento termofisico è tutto caratterizzato da questa doppia valenza: trasparenza alla lunghezze d'onda basse (luce solare) e opacità alle lunghezze d'onda elevate (onde termiche infrarosse), come già si è avuto modo di osservare in precedenza.

5.7 EFFETTO SERRA NEGLI EDIFICI

L'effetto serra negli edifici è generato dalla trasparenza non simmetrica dei vetri delle finestre.

In Figura 48 si hanno le curve di trasparenza per alcuni tipi di vetri. Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 μm e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare che ha il suo massimo a 0,55 μm. La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzare la temperatura di equilibrio.

Le pareti e gli oggetti interni emettono a loro volta una radiazione termica nel campo dell'infrarosso lontano: supponendo una temperatura media di 27 °C si ha, per la legge di Wien, una lunghezza d'onda di massima emissione di:

$$\lambda_{\max} = \frac{2898}{300} \cong 10\,\mu m$$

Ne segue che il vetro non lascia passare la radiazione infrarossa proveniente dall'interno e quindi si ha una sorta di intrappolamento di energia all'interno degli ambienti. Ricordando la relazione:

Potenza_Entrante - Potenza_Uscente + Potenza_Sorgenti = Potenza_Accumulata

Ne segue che se l'ambiente non disperde la potenza entrante aumenta l'accumulo e quindi cresce la temperatura interna. E' proprio quello che succede in estate: la radiazione solare surriscalda gli ambienti, specialmente quelli eccessivamente vetrati, e quindi si ha la necessità di avere un impianto che fa l'esatto opposto: estrae il calore accumulato dagli ambienti per raffrescarli.

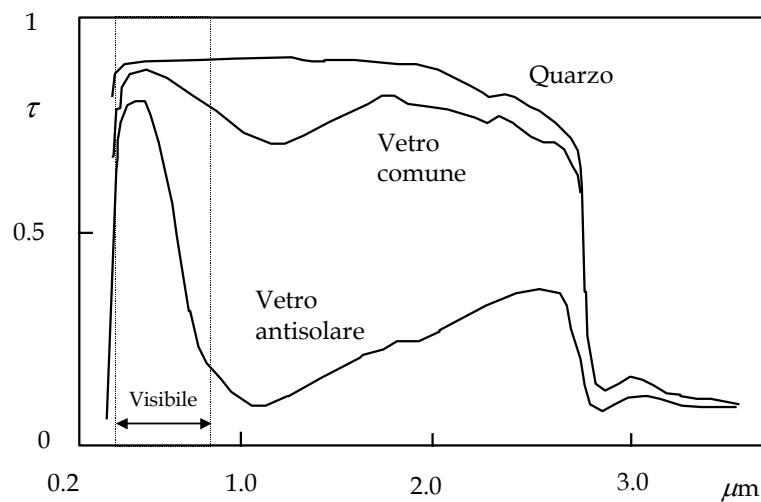



Figura 48: Fattore di trasparenza dei vetri

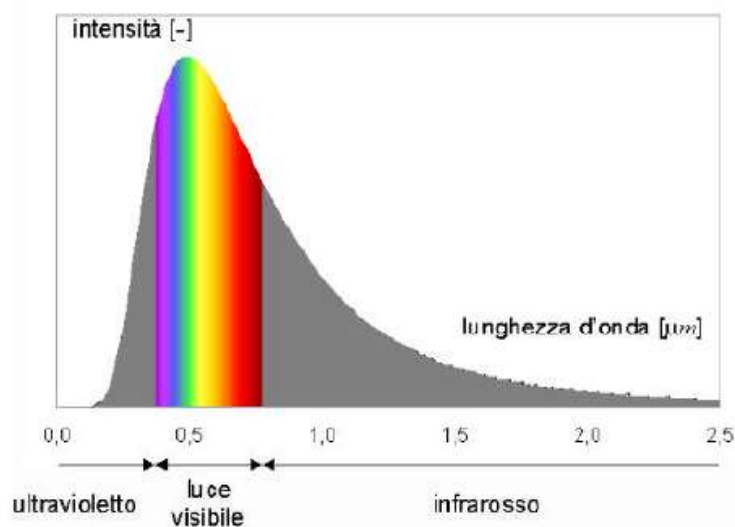



Figura 49: Spettro solare ideale

Le pareti vetrate per effetto della loro natura producono non solamente *effetti visivi* gradevoli ma anche (e forse soprattutto) ***effetti notevoli sul comportamento termico generale di un edificio***. Questi componenti dovrebbero essere considerati ***sempre con attenzione*** da parte dei progettisti perché un loro uso smodato provoca veri e propri *disastri* energetici. L'uso di grandi pareti finestrate (*finestre e nastro*) porta ad avere forti dispersioni termiche in inverno ed altrettanto forti rientrate di calore in estate, come sopra detto.

Inoltre l'inserimento di grandi superfici finestrate può avere conseguenze negative anche sulla verifica dei disperdimenti termici dell'edificio ai sensi della Legge 10/91. Le superfici vetrate, inoltre, modificano sensibilmente la *temperatura media radiante* dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

5.8 I SERRAMENTI ED INFISSI

Questi componenti sono parte importante ed essenziale degli edifici e la conoscenza del loro comportamento termico è fondamentale per la corretta progettazione impiantistica. Le prestazioni che gli infissi debbono assolvere sono, di norma, le seguenti:

- *Isolamento termico;*
- *Isolamento acustico;*
- *Riflessione, per quanto possibile, delle radiazioni solari dirette;*
- *Trasmissione della luce per l'illuminazione diurna;*

- *Tenuta all'acqua e all'aria;*
- *Resistenza alle effrazioni.*

In questa sede ci interessa solamente studiare il comportamento termico, acustico ed illuminotecnico lasciando lo studio delle proprietà meccaniche ad altri insegnamenti.

La norma *UNI 7979/79* indica la procedura di calcolo della trasmittanza termica degli infissi e le recenti norme UNI-*10344 e 10345* fissano i criteri di calcolo della trasmittanza ai sensi del *DPR 412/93* e della capacità termica. I nuovi infissi (finestre e/o porte vetrate) hanno certamente migliore tenuta rispetto ai vecchi modelli[24] e ciò può provocare, in alcuni casi, problemi interni agli ambienti. In particolare si possono avere fenomeni di condensazione del vapore d'acqua presente nell'aria (umidità) per mancanza della necessaria ventilazione.

Si ricordi, infatti, che il numero di ricambi orari d'aria per controllare la formazione della condensa è funzione della produzione di vapore all'interno degli ambienti (persone, macchinari, …) e, per un bilancio di massa dell'ambiente considerato, può essere calcolato tramite la relazione:

$$(p_{vi} - p_{ve})nV = G_i R_v (t_i + 273.15)$$

ove si ha:

R_v costante del gas per il vapore acqueo, (*R=462 J/kgK*);

n numero di ricambi orari, *(1/h)*;

V Volume ambiente, (*m³*);

G_i produzione media di vapore all'interno dell'ambiente, (*kg/h*);

p_{ve} pressione di vapore media mensile dell'aria esterna (vedi UNI-10349 relativa ai dati climatici), (*Pa*). Da questa relazione si ricava il *numero di ricambi orari minimo* per evitare la formazione di condensa:

$$n = \frac{G_i R_v (t_i + 273.15)}{V(p_{vi} - p_{ve})}$$

Un moderno infisso a tenuta limita il ricambio d'aria dovuto alle infiltrazioni e pertanto è possibile avere condizioni termo-igrometriche che possono provocare la condensazione del vapore acqueo. I nuovi infissi stagni possono provocare inconvenienti anche nel caso di presenza di stufe a gas o di impianti a combustione perché, mancando l'aria di rinnovo per la combustione chimica del combustibile, si ha una mancanza di ossigeno stechiometrico e quindi si hanno pericoli di formazione di monossido di carbonio (*CO*) estremamente pericoloso e mortale per l'uomo.

Entrambe le sopra citate problematiche (formazione di condensa e pericolo di formazione di CO) sono state prese in considerazione dal *DPR 412/93* che, mediante la UNI 10350, impone la metodologia di verifica di formazione della condensa e con il *DPR 551/99* e la *UNI 7129* impone la presenza di aperture di ventilazione non vetrate (minimo 0.6 x 0.6 m²) se si hanno impianti a combustione.

Isolamento termico degli infissi

Sappiamo già valutare questa capacità mediante la trasmittanza termica dell'infisso. I valori oggi ottenibili per i moderni infissi (a vetro camera, con vetri isolanti, …) sono decisamente migliori rispetto a quelli dei vecchi infissi: basta considerare che si è passati da K = 7.5 W/m²K a circa 3 W/m²K per vetro camera normale e circa 2 W/m²K per vetro camera con proprietà selettive.

Vale la pena di osservare che questi valori di trasmittanza, pur ridotti rispetto al vetro singolo normale, sono ancora elevati rispetto a quelli ottenuti per pareti isolate (0,3÷0,6 W/m²K) e pertanto 1 m² di superficie vetrata disperde quanto 5÷15 m² di parete opaca. Ciò coniglia di limitare al massimo la superficie delle finestre vetrate anche in considerazione dei problemi di sovra illuminazione diurna che

[24] Già gli infissi di vent'anni fa non avevano i requisiti imposti dalle nuove norme e pertanto avevano una minore tenuta sia alle infiltrazioni che ai disperdimenti termici.

le pareti vetrate possono provocare. La norma *UNI 10345* e *UNI 10344* riportano la metodologia da seguire per calcolare la trasmittanza di un componente vetrato: occorre tenere conto, infatti, non solo della superficie vetrata ma anche della superficie del telaio e della sua trasmissione termica.

Per questo motivo i nuovi infissi di produzione industriale recano un certificato di conformità al modello depositato e sperimentato in laboratorio e nel quale è indicato il valore della trasmittanza certificata.

Isolamento acustico

Un infisso deve presentare anche una buona capacità di isolamento acustico fra l'ambiente interno e quello esterno. Questa è oggi importantissima al fine del raggiungimento del benessere acustico negli ambienti costruiti anche a causa di un elevato inquinamento acustico ambientale. Il parametro di riferimento per l'isolamento acustico è il potere fonoisolante R definito dalla relazione:

$$R = 10 Log \frac{1}{t} = 10 Log \frac{W_i}{W_t}$$

essendo:

- t il fattore di trasmissione;
- W_i la potenza incidente, W/m²;
- W_t la potenza trasmessa, W/m².

Si ricorda qui che il territorio è suddiviso in zone acustiche per le quali si hanno i seguenti valori dei limiti massimi del livello sonoro equivalente (Leq.A) relativi alle destinazione d'uso del territorio di riferimento:

Classi di destinazione d'uso del territori	*Tempi di riferimento*	
	Diurno	*Notturno*
I) Aree particolarmente protette	50	40
II) Aree prevalentemente residenziali	55	45
III) Aree di tipo misto	60	50
IV) Aree di intensa attività umana	65	55
V) Aree prevalentemente industriali	70	60
VI) Aree esclusivamente industriali	70	70

Tabella 45: Zone Acustiche

Gli infissi vengono classificati secondo le curve di Figura 50 e la classe prestazionale è data dalla seguente Tabella 46.

ZONA DI RUMORE				
	Leq < 65 dBA	Leq < 70 dBA	Leq < 75 dBA	Leq > 75 dBA
TIPO DI LOCALE	CLASSE DI PRESTAZIONE			
Stanze con Leq < 30 dBA	R1-R2	R2	R2-R3	R3
Stanze con 30 < Leq < 35 dBA	R1	R1-R2	R2	R3
Stanze con 35 < Leq < 45 dBA	R1	R1	R1-R2	R3

Tabella 46: Classe di prestazione acustica degli infissi

La scelta del tipo di infisso deve essere congruente con la zona acustica nella quale si trova l'edificio.

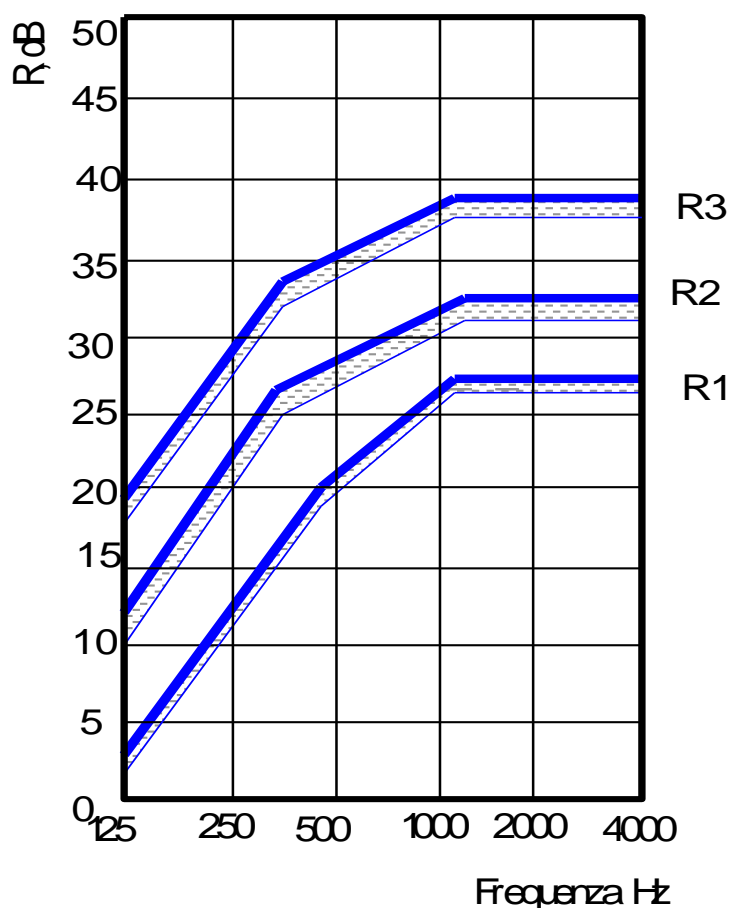



Figura 50: Classificazione acustica degli infissi

Permeabilità all'aria

Una importante proprietà degli infissi è la permeabilità all'aria, cioè la quantità di aria (in *m³/h*) che attraversa una finestra per effetto della differenza di pressione fra interno ed esterno.

La permeabilità all'aria è riferita alla superficie apribile (*m³/m²h*) o al perimetro del giunto apribile (*m³/mh*).

Le prove sono effettuate con una pressione di 100 Pa (equivalenti a 10.2 mm c.a.) pari alla pressione di un vento alla velocità di 46 km/h.

La permeabilità all'aria viene classificata secondo la seguente Tabella 47.

Classe	*Perdita massima a 100 Pa*
A1	*50 m³/m²h*
A2	*20 m³/m²h*
A3	*7 m³/m²h*

Tabella 47: Classi di permeabilità all'aria degli infissi

La scelta della classe degli infissi deve essere effettuata in base alla zona di vento[25] del sito secondo la seguente Tabella 48.

[25] Si veda quanto indicato per la Legge 10/91.

Zona di vento	Campagna aperta	Periferia città	Centro urbano
A	A1	A1	A1
B	A1	A1-A2	A1-A2
C	A2	A2-A3	A2-A3
D	A1-A2	A2-A3	A2-A3
E	A2-A3	A2-A3	A2-A3
F	A2	A2-A3	A2-A3

Tabella 48: Scelta del tipo di infisso in funzione della zona di vento

In ogni caso, in mancanza di indicazioni certe sulla zona di vento, è sempre bene richiedere almeno la classe A2.

Tenuta all'acqua

Questa proprietà è data dalla capacità di bloccare il passaggio dell'acqua dall'esterno verso l'interno. Essa è data dal valore della pressione esterna che provoca la penetrazione dell'acqua. Si ha la seguente classificazione:

Classe	Pressione esterna, PE (*Pascal*)
E1	50÷150
E2	150÷300
E3	300÷500
E4	>500

Tabella 49: Classificazione della tenuta all'acqua degli infissi

5.9 EFFETTO SERRA NELL'ATMOSFERA TERRESTRE

Un comportamento analogo a quanto avviene negli edifici si ha nell'atmosfera terrestre per effetto dell'assorbimento della CO_2 presente nell'aria.

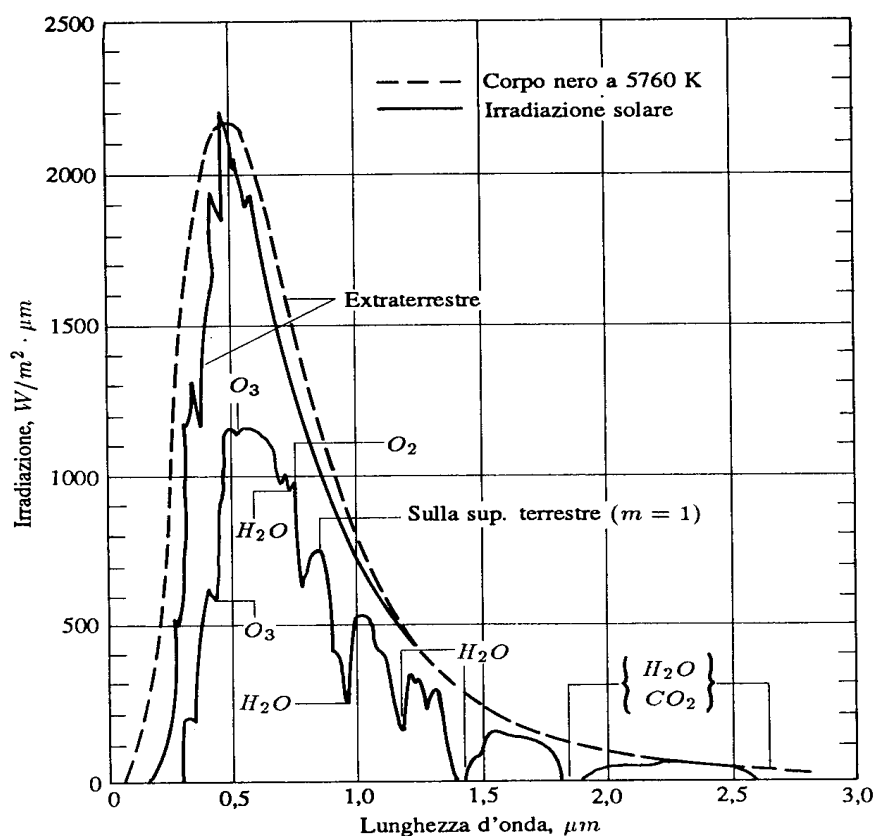



Figura 51: Radiazione solare fuori dell'atmosfera e al suolo

In Figura 51 si ha lo spettro della radiazione solare a livello del mare e si può osservare come oltre i 2,7 μm si abbia un assorbimento totale dovuto al vapore acqueo e alla CO_2.

La radiazione terrestre verso lo spazio ha una lunghezza d'onda data da:

$$\lambda_{\max} = \frac{2898}{290} \cong 9.6\,\mu m$$

e quindi si ha un blocco, del tutto simile a quello operato dal vetro.

Poiché la quantità di CO_2 presente nell'atmosfera cresce con il consumo di combustibili, per effetto delle trasformazioni chimiche di ossidazione del carbonio, allora si ha un effetto serra crescente che porta ad un incremento della temperatura di equilibrio della terra. Negli ultimi decenni si è avuto un incremento di circa 1 °C della temperatura media terrestre con conseguenze visibili sul clima.

5.10 EFFETTI DELLA MASSA SUPERFICIALE

Il DLgs 192/05 e il D.Lgs 311/06 pongono attenzione sugli effetti della *massa superficiale* sull'andamento della temperatura interna degli ambienti durante il periodo estivo.

La massa superficiale è data dal prodotto della densità (o della densità apparente per mezzi non omogenei) per lo spessore dell'elemento (parete esterna, soffitto, pavimento,….).

Il valore limite indicato dalle norme vigenti è di 230 kg/m². Per valori inferiori occorre dimostrare che non si hanno surriscaldamenti ulteriori rispetto al caso con massa superficiale di 230 kg/m².

Questo parametro risulta anche molto importante, oltre che per i requisiti termici delle pareti, anche per i requisiti acustici degli edifici potendosi dimostrare che da esso dipende anche il potere fono isolante delle pareti.

In genere i costruttori di componenti edilizi forniscono dati relativi sia alle caratteristiche termiche che a quelle acustiche. Ad esempio nella Tabella 50, Tabella 51 e Tabella 52 si hanno alcuni dati forniti da costruttori di laterizi per pareti semplici e per solai.

Si osservi come la massa superficiale (qui indicata, in alternativa, come densità superficiale) vari moltissimo assumendo valori spesso inferiori al valore limite di 230 kg/m².

L'importanza della massa superficiale è facilmente intuibile da quanto precedentemente esposto sul transitorio termico degli edifici e in particolare sulla costante di tempo τ=RC che dipende fortemente dalla massa totale dell'edificio.

In effetti molto della risposta termica degli edifici è caratterizzato dalla tipologie delle pareti esterne (ed in parte anche di quelle interne). Si vuole qui fare un esempio per pareti tipiche della Sicilia orientale del tipo ad intercapedine con isolamento interno.

Si abbia una parete del tipo indicato in Figura 52: doppio strato di forati (spessore 12 e 8 cm) con strati di intonaco di 2 cm esterno ed interno ed isolante di 6 cm interno agli strati.

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 12 cm.rif.1....	0,12	0,43	0,2791	700,00	869,4627
	CEL	CELENIT CG/F 62,5 - Pannelli di ...	0,0625	0,80	0,0781	453,00	2099,9497
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 52: Parete a doppio strato con isolante intercapedine

Vediamo quali risultati si ottengono dall'analisi del transitorio estivo (sui metodi di calcolo si veda nel prosieguo quanto detto per il condizionamento estivo).

I dati in forma tabellare sono riportati in Tabella 53 ed in forma grafica in Figura 54.ove sono rappresentate sia l'andamento della temperatura esterna per esposizione ad est che gli andamenti delle temperature delle superfici interna ed esterna della parete.

Il calcolo qui effettuato non tiene conto delle altre pareti che costituiscono l'ambiente e si limita solo a considerare il transitorio termico sulla parete considerata.

Ciò, ovviamente, fornisce egualmente, per estrapolazione, un'idea sull'influenza esercitata sulla temperatura interna degli ambienti.

Possiamo senza dubbio affermare che esiste una correlazione stretta fra la temperatura superficiale interna di una parete e la temperatura interna dell'ambiente confinato.

Non si approfondisce qui lo studio sui ritardi fra onda di temperatura esterna e di temperatura superficiale interna della parete in esame.

La stessa parete esposta a sud darebbe i risultati indicati in Figura 55: si osservi come la temperatura interna è leggermente inferiore al caso precedente mentre la temperatura esterna di parete è sensibilmente costante.

Si supponga ora di eliminare l'isolante termico di 6 cm posto all'interno dell'intercapedine: si ha ora la situazione di Figura 56.

Adesso i risultati per parete esposta a sud sono riportati in Figura 57.

La temperatura superficiale esterna ed interna è aumentata sensibilmente, come si può osservare dal confronto della Figura 57 con la Figura 55.

Si supponga ora di sostituire, nella parete con intercapedine di Figura 56, il primo strato in laterizi da 12 cm con uno strato di blocchi di calcare da 12 cm.

I risultati per parete esposta a sud sono riportati in Figura 59 dove, per confronto con i risultati precedenti, si può osservare un beneficio nella riduzione delle temperature superficiali rispetto a quanto riportato in Figura 57.

In definitiva una buona scelta della stratigrafia delle pareti esterne può apportare notevoli benefici sul surriscaldamento degli edifici.

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	4	Tramezza 8x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco, ultimata da 12 giorni	11 1.5+8+1.5	136 (nom.105)	42.5
2	8	Blocco semipieno alveolato, 25x30x19, F/A=45%, fori verticali, appena intonacata	28 1.5+25+1.5	285	51.5
3	10	Mattone pieno UNI, 12x25x5.5, F/A=15%, montato di punta (2 teste)	28 1.5+25+1.5	477	51
4	11	Mattone pieno UNI, 12x25x5.5, F/A=15%, montato a 3 teste+intonaco	41 1.5+38+1.5	682	52.5
5	12	Mattone semipieno UNI, 12x25x5.5, F/A=32%, fori verticali, montato di punta (a 2 teste), con intonaco	28 1.5+25+1.5	440	51
6	13	Blocco semipieno alveolato, 25x30x19, F/A=45%, fori verticali, montato di testa, con intonaco	33 1.5+30+1.5	330	46.5
7	15	Laterizio normale forato, 12x25x25, 15 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	15 1.5+12+1.5	149	42.5
8	18	Mattone semipieno doppio UNI, fori verticali, 12x25x12, F/A=40%, intonaco	15 1.5+12+1.5	176 (nom=203)	40
9	22	Blocco semipieno alveolato, 45x30x19, F/A=45%, montato di testa, fori verticali, con intonaco	48 1.5+45+1.5	428	49
10	23	Blocco forato alveolato, 30x25x19, F/A=55%, montato di testa, fori verticali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	285	44.5

Figura 53: Dati caratteristici per pareti semplici

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
11	**24**	Blocco forato in laterizio normale, 30x25x16, F/A=50%, fori verticali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	301	**45**
12	**26**	Foratino in laterizio normale, 8x12x24, 4 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco	11 1.5+8+1.5	96	**37**
13	**27**	Tramezze alveolate, 8x45x22.5, F/A=45%, fori verticali, con intonaco	11 1.5+8+1.5	112	**38.5**
14	**28**	Tramezze alveolate, 12x45x22.5, F/A=45%, fori verticali, con intonaco	15 1.5+12+1.5	164	**41.5**
15	**29**	Forato alveolato, fori orizzontali, 30x19x25, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco	33 1.5+30+1.5	268	**43**
16	**42**	Forato in laterizio normale, 8x24x12, 6 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	11 1.5+8+1.5	118	**42.5**
17	**43**	Forato laterizio normale, 12x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	15 1.5+12+1.5	125	**42**
18	**44**	Forato in laterizio normale, 12x25x25, 10 fori, F/A=60%, fori orizzontali, con intonaco + lisciatura con scagliola	15 1.5+12+1.5	129	**42.5**
19	**15/92**	Forato in laterizio normale, 8x30x15, 6 fori, F/A=60%, fori orizzontali, intonaco	11 1.5+8+1.5	124	**42**

Tabella 50: Dati caratteristici per pareti semplici

Parete tipo	Certif. N°	Descrizione materiali impiegati	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	**14**	Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	267 (nom.205)	**47.5**
2	**17**	Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria di 2 cm. Forato 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco esterno	30.5 1.5+12+1.5 +2+12+1.5	268 (nom.225)	**47.5**
3	**19**	Doppio UNI 12x25x12, F/A=40%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc.4 cm con lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	27 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241 (nom.285)	**48.5**
4	**20**	Doppio UNI 12x25x12, F/A=40%, fori vertic., intonaco su due lati. Intercapedine aria di 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	27 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	257 (nom.281)	**48**
5	**21**	Semipieno alveolato 25x30x19, F/A=45%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc. 4 cm lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	41.5 1.5+25+1.5 +4+8+1.5	302	**49**
6	**25**	Blocco Svizzero 25x18x13, F/A=55%, fori vertic., intonaco su due lati. Interc. 4 cm lana vetro 100 kg/mc. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	41.5 1.5+25+1.5 +4+8+1.5	360	**52**
7	**10/92**	Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 5 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	25.5 1.5+8+1.5 +5+8+1.5	198	**47**
8	**11/92**	Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Interc. 5 cm con argilla espansa sfusa. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	25.5 1.5+8+1.5 +5+8+1.5	222	**49.5**
9	**12/92**	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz., F/A=60%, intonaco su due lati. Intercapedine aria 4 cm. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241	**47.5**
10	**13/92**	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz, F/A=60% intonaco su due lati. Interc. 4 cm con argilla espansa sfusa. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, intonaco all'esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	260	**50**
12	**14/92**	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz, F/A=60% intonaco su due lati. Interc. aria 4 cm Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz., F/A=60%, svincolata con SYLOMER, intonaco esterno	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	241	**51.5**
11	**16/92**	Tramezza 12x25x25, 15 fori orizz, F/A=60% intonaco su due lati. Interc.4 cm Vermiculite tipo M. Tramezza 8x25x25, 10 fori orizz.,	28.5 1.5+12+1.5 +4+8+1.5	244	**48**

Tabella 51: Dati caratteristici per pareti doppie

Solaio tipo	Certif. N°	Tipologia solaio	Spessore (cm)	Densità superficiale (kg/m²)	Indice di valutaz. Rw (dB)
1	30	Travetti a traliccio, interasse 50, laterizio tipo A 16+4, con intonaco all'intradosso	21.5 1.5+16+4	270	49
2	31	Travetti a traliccio, interasse 50, laterizio tipo A 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	340	50
3	32	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo A 16+4, con intonaco all'intradosso	21.5 1.5+16+4	269	48.5
4	33	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo A, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	284	47.5
5	34	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo B, 16.5+4, con intonaco all'intradosso	22 1.5+16.5+4	273	47.5
6	35	Travetti in cls precompresso, interasse 50, laterizio tipo B, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	362	50
7	36	Solaio a pannelli ad armatura lenta, laterizio tipo B, 16.5+4, con intonaco all'intradosso	22 1.5+16.5+4	321	48.5
8	37	Solaio a pannelli ad armatura lenta, laterizio tipo B, 20+4, con intonaco all'intradosso	25.5 1.5+20+4	369	52.5
11	38	Lastre in cls precompresso, interasse 120, e polistirolo	24 4+16+4	261	50.5
12	39	Lastre in cls precompresso, interasse 120, e polistirolo	28.5 4+20.5+4	296	53.5
9	40	Lastre in cls precompresso, interasse 120, laterizio tipo B	24 4+4+12+4	419	51.5
10	41	Lastre in cls precompresso, interasse 120, laterizio tipo B	28.5 4+4+16.5+4	458	53.5

Tabella 52: Dati caratteristici per solai

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	32,80
1	24,90	0,00	24,90	33,01
2	24,40	0,00	24,40	33,16
3	24,00	0,00	24,00	33,15
4	23,70	0,00	23,70	32,97
5	23,60	4,00	23,69	32,66
6	23,80	491,00	34,71	32,20
7	24,30	736,00	40,66	31,66
8	25,20	787,00	42,69	31,35
9	26,50	722,00	42,54	31,08
10	28,00	578,00	40,84	30,84
11	29,70	382,00	38,19	30,64
12	31,30	162,00	34,90	30,50
13	32,50	147,00	35,77	30,37
14	33,30	138,00	36,37	30,25
15	33,60	123,00	36,33	30,16
16	33,30	103,00	35,59	30,08
17	32,60	77,00	34,31	30,08
18	31,50	42,00	32,43	32,76
19	30,20	0,00	30,20	34,20
20	28,90	0,00	28,90	34,69
21	27,80	0,00	27,80	34,66
22	26,80	0,00	26,80	34,25
23	26,00	0,00	26,00	33,60

Tabella 53: Risultati del transitorio estivo della parete di Figura 52

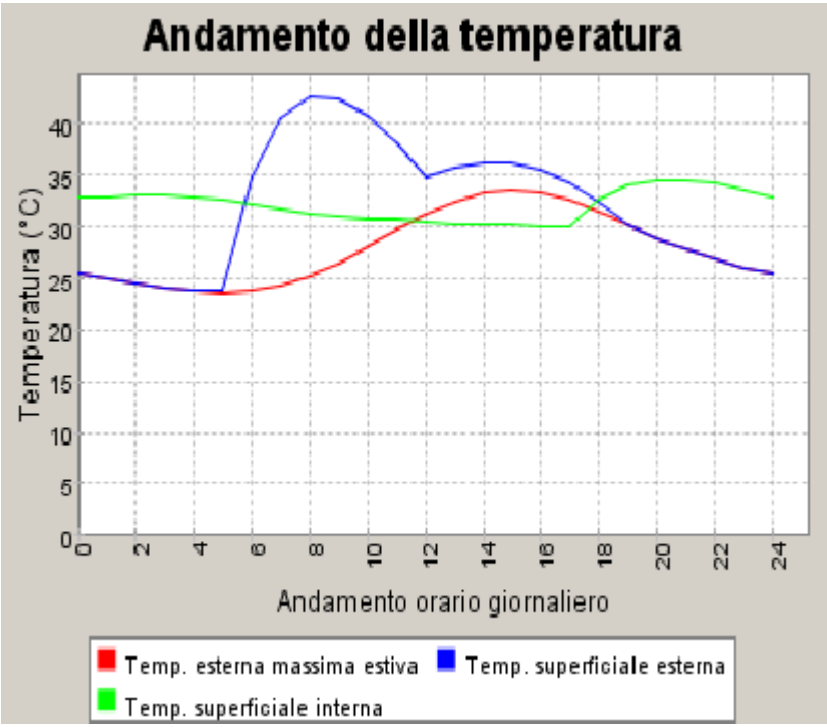



Figura 54: Andamento delle temperature superficiali per la parete di Figura 52 esposta ad est

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	33,09
1	24,90	0,00	24,90	33,26
2	24,40	0,00	24,40	33,09
3	24,00	0,00	24,00	32,62
4	23,70	0,00	23,70	31,88
5	23,60	0,00	23,60	31,54
6	23,80	42,00	24,73	31,06
7	24,30	81,00	26,10	30,52
8	25,20	115,00	27,76	30,20
9	26,50	238,00	31,79	29,93
10	28,00	338,00	35,51	29,69
11	29,70	404,00	38,68	29,50
12	31,30	428,00	40,81	29,35
13	32,50	404,00	41,48	29,23
14	33,30	338,00	40,81	29,11
15	33,60	236,00	38,84	29,01
16	33,30	113,00	35,81	28,94
17	32,60	81,00	34,40	28,91
18	31,50	42,00	32,43	29,19
19	30,20	0,00	30,20	29,52
20	28,90	0,00	28,90	29,92
21	27,80	0,00	27,80	30,90
22	26,80	0,00	26,80	31,81
23	26,00	0,00	26,00	32,58

Proprietà di isolamento

Località	CATANIA
Orientamento	Sud
Colore superficie esterna	Chiaro
Resistenza termica totale	1,7662 m²K/W
Trasmittanza termica totale	0,5662 W/(m²K)
Attenuazione	0,2428
Sfasamento	11 h 38'

Andamento della temperatura

Temperatura (°C)

Andamento orario giornaliero

Temp. esterna massima estiva · Temp. superficiale esterna · Temp. superficiale interna

Figura 55: Parete di Figura 52 ma esposta a sud

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 12 cm.rif.1....	0,12	0,43	0,2791	700,00	869,4627
	INA	INT hera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 56: Parete a doppio strato con intercapedine ma senza isolante

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	32,47
1	24,90	0,00	24,90	31,51
2	24,40	0,00	24,40	30,41
3	24,00	0,00	24,00	29,78
4	23,70	0,00	23,70	29,24
5	23,60	0,00	23,60	28,75
6	23,80	42,00	24,73	28,36
7	24,30	81,00	26,10	28,06
8	25,20	115,00	27,76	27,82
9	26,50	238,00	31,79	27,58
10	28,00	338,00	35,51	27,38
11	29,70	404,00	38,68	27,23
12	31,30	428,00	40,81	27,18
13	32,50	404,00	41,48	27,74
14	33,30	338,00	40,81	28,41
15	33,60	236,00	38,84	29,22
16	33,30	113,00	35,81	31,19
17	32,60	81,00	34,40	33,01
18	31,50	42,00	32,43	34,56
19	30,20	0,00	30,20	35,61
20	28,90	0,00	28,90	35,93
21	27,80	0,00	27,80	35,61
22	26,80	0,00	26,80	34,64
23	26,00	0,00	26,00	33,16

Proprietà di isolamento

Località	CATANIA
Orientamento	Sud
Colore superficie esterna	Chiaro
Resistenza termica totale	1,1262 m²K/W
Trasmittanza termica totale	0,8879 W/(m²K)
Attenuazione	0,4894
Sfasamento	7 h 9'

Figura 57: Risultati per parete di Figura 56 esposta a sud

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
	ROC	Calcare	0,12	0,08	1,50	1900,00	836,80
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	INA	Camera debolmente ventilata sp....	0,30	0,08	3,75	1,00	1004,16
	MUR	Blocchi arg.esp.pieni sp.8 cm.rif....	0,08	0,28	0,2857	650,00	817,0115
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,02	0,0286	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 58: Parete con intercapedine ed uno strato in calcare

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	32,53
1	24,90	0,00	24,90	32,01
2	24,40	0,00	24,40	31,29
3	24,00	0,00	24,00	30,46
4	23,70	0,00	23,70	29,99
5	23,60	0,00	23,60	29,58
6	23,80	42,00	24,73	29,21
7	24,30	81,00	26,10	28,92
8	25,20	115,00	27,76	28,70
9	26,50	238,00	31,79	28,51
10	28,00	338,00	35,51	28,33
11	29,70	404,00	38,68	28,18
12	31,30	428,00	40,81	28,07
13	32,50	404,00	41,48	28,04
14	33,30	338,00	40,81	28,45
15	33,60	236,00	38,84	28,96
16	33,30	113,00	35,81	29,56
17	32,60	81,00	34,40	31,05
18	31,50	42,00	32,43	32,42
19	30,20	0,00	30,20	33,59
20	28,90	0,00	28,90	34,37
21	27,80	0,00	27,80	34,62
22	26,80	0,00	26,80	34,37
23	26,00	0,00	26,00	33,65

Proprietà di isolamento

Località	CATANIA
Orientamento	Sud
Colore superficie esterna	Chiaro
Resistenza termica totale	0,7762 m²K/W
Trasmittanza termica totale	1,2883 W/(m²K)
Attenuazione	0,3681
Sfasamento	7 h 38'

Andamento della temperatura

Temperatura (°C)

Andamento orario giornaliero

Temp. esterna massima estiva
Temp. superficiale esterna
Temp. superficiale interna

Figura 59: Risultati della simulazione stiva con parete di Figura 58 esposta a sud.

Si abbia adesso una parete a singolo strato formata da un laterizio da 25 cm con due strati di intonaco da 2,5 cm per lato, come indicato in Figura 60.

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
	MUR	Blocchi arg.esp.forati 25 cm.rif.1....	0,25	0,90	0,2778	1000,00	874,507
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 60: Parete con singolo strato di laterizio da 25 cm e intonaco d 2,5 cm ai due lati

I risultati del transitorio estivo sono riportati in Figura 61 e dimostrano in incremento delle temperature superficiali rispetto ai casi precedenti.

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	33,61
1	24,90	0,00	24,90	33,03
2	24,40	0,00	24,40	32,14
3	24,00	0,00	24,00	31,73
4	23,70	0,00	23,70	31,15
5	23,60	0,00	23,60	30,50
6	23,80	42,00	24,73	30,11
7	24,30	81,00	26,10	29,79
8	25,20	115,00	27,76	29,50
9	26,50	238,00	31,79	29,26
10	28,00	338,00	35,51	29,09
11	29,70	404,00	38,68	28,94
12	31,30	428,00	40,81	28,79
13	32,50	404,00	41,48	28,68
14	33,30	338,00	40,81	28,59
15	33,60	236,00	38,84	28,56
16	33,30	113,00	35,81	28,89
17	32,60	81,00	34,40	29,29
18	31,50	42,00	32,43	29,78
19	30,20	0,00	30,20	30,96
20	28,90	0,00	28,90	32,05
21	27,80	0,00	27,80	32,98
22	26,80	0,00	26,80	33,61
23	26,00	0,00	26,00	33,81

Proprietà di isolamento

Località	CATANIA
Orientamento	Sud
Colore superficie esterna	Chiaro
Resistenza termica totale	1,1705 m²K/W
Trasmittanza termica totale	0,8543 W/(m²K)
Attenuazione	0,2935
Sfasamento	9 h 51'

Figura 61: Risultati del transitorio della parete di Figura 60 esposta a sud

Se ora sostituiamo il laterizio da 25 cm con roccia calcarea da 25 cm si ha la stratigrafia riportata in Figura 62:

	Cat.	Descrizione Materiale	Spessore [m]	Resisten... [m²K/W]	Condutti... [W/(mK)]	Densità [kg/m³]	Cal. spec. [J/kgK]
		Superficie esterna		0,0741			
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
	ROC	Calcare	0,25	0,1562	1,60	2100,00	836,80
	INT	Intonaco di calce e gesso	0,025	0,0357	0,70	1400,00	836,80
		Superficie interna		0,125			

Figura 62: Parete don calcare da 25 cm ed intonaci ai lati da 2,5 cm

I risultati della simulazione estiva sono riportati in Figura 63. Sono ben visibili i benefici dovuta alla massa superficiale della parete in calcare rispetto ai casi precedenti.

Possiamo concludere le analisi qui svolte osservando come le pareti pesanti (e quindi di maggiore massa superficiale a pari spessore) comportano una riduzione del surriscaldamento degli edifici rispetto alle pareti più leggere e quindi di minore massa superficiale. Si aggiunga ancora che una parete leggera produce uno sfasamento ridotto mentre una parete più pesante produce uno sfasamento maggiore fra l'onda termica esterna e quella superficiale interna, come può osservarsi dalle precedenti figure.

Questa semplice ma importante osservazione deve essere tenuta in grande considerazione dai progettisti architettonici nella scelta delle pareti esterne.

Inoltre tale delicata ed importante funzione non è delegabile ad altre figure professionali né può essere l'impiantista a dare corpo alle semplici doppie linee che spesso caratterizzano le murature esterne degli edifici.

E' comunque possibile una collaborazione stretta fra progettista architettonico e progettista degli impianti per ottimizzare le scelte in modo consapevole.

Distribuzione temperatura

Ora	Temp. esterna massima estiva [°C]	Irraggiamento incidente	Temp. superficiale esterna [°C]	Temp. superficiale interna [°C]
0	25,40	0,00	25,40	31,73
1	24,90	0,00	24,90	31,43
2	24,40	0,00	24,40	31,01
3	24,00	0,00	24,00	30,53
4	23,70	0,00	23,70	30,25
5	23,60	0,00	23,60	30,02
6	23,80	42,00	24,73	29,80
7	24,30	81,00	26,10	29,63
8	25,20	115,00	27,76	29,50
9	26,50	238,00	31,79	29,40
10	28,00	338,00	35,51	29,29
11	29,70	404,00	38,68	29,21
12	31,30	428,00	40,81	29,14
13	32,50	404,00	41,48	29,12
14	33,30	338,00	40,81	29,36
15	33,60	236,00	38,84	29,65
16	33,30	113,00	35,81	30,01
17	32,60	81,00	34,40	30,87
18	31,50	42,00	32,43	31,66
19	30,20	0,00	30,20	32,34
20	28,90	0,00	28,90	32,80
21	27,80	0,00	27,80	32,94
22	26,80	0,00	26,80	32,80
23	26,00	0,00	26,00	32,38

Proprietà di isolamento

Località	CATANIA
Orientamento	Sud
Colore superficie esterna	Chiaro
Resistenza termica totale	0,4268 m²K/W
Trasmittanza termica totale	2,3431 W/(m²K)
Attenuazione	0,2136
Sfasamento	8 h 5'

Figura 63: Risultati della simulazione per parete di Figura 62 esposta a sud

5.11 CARATTERISTICHE TERMICHE DINAMICHE DELLE STRUTTURE

Ai fini dello studio del transitorio termico e per la valutazione delle caratteristiche termiche dinamiche si utilizzano i metodi indicati dalla norme UNI-EN 832 "*Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento*" e UNI-EN 13786 "*Caratteristiche termiche dinamiche – Metodi di calcolo*". Si seguirà il simbolismo indicato in queste norme.

In condizioni transitorie i concetti usuali di resistenza termica stazionaria, di ammettenza termica stazionaria e di capacità termica stazionaria debbono essere rivisti poiché, come più volte si è detto e come si vedrà ancora nel prosieguo, non sono più validi essendo riferiti alle condizioni stazionarie.

E' intuibile, anche alla luce di quanto indicato in precedenza sul comportamento in regime periodico stabilizzato, che una parete e gli strati che la compongono introducono uno smorzamento dell'onda termica incidente alle varie profondità di penetrazione ed uno sfasamento. In definitiva si ha un comportamento capacitivo, derivante dalla capacità termica degli strati, che di fatto produce un ritardo dell'onda termica all'interno degli strati.

Per questo motivo si utilizza la notazione complessa delle variabili in gioco (vedi lo stesso argomento trattato nel corso di *Fisica Tecnica*) per avere un formalismo più semplice e compatto. La distribuzione della temperatura all'interno di uno strato di materiale omogeneo soggetto ad flusso termico monodimensionale è data dalla soluzione dell'equazione della conduzione che possiamo scrivere nella forma:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

ove θ è la temperatura, x la direzione di propagazione del flusso e t il tempo.

Supponendo per semplicità di avere una forzante di temperatura esterna di tipo sinusoidale si può indicare in forma complessa nella forma, per il generico strato n:

$$\theta_n(t)=\overline{\theta}_n+\left|\hat{\theta}_n\right|\cos(\omega t+\psi)=\overline{\theta}_n+\frac{1}{2}\left[\hat{\theta}_{+n}e^{j\omega t}+\hat{\theta}_{-n}e^{-j\omega t}\right]$$

Analogamente per il flusso termico si ha:

$$\phi_n(t)=\overline{\phi}_n+\left|\hat{\phi}_n\right|\cos(\omega t+\varphi)=\overline{\phi}_n+\frac{1}{2}\left[\hat{\phi}_{+n}e^{j\omega t}+\hat{\phi}_{-n}e^{-j\omega t}\right]$$

Ove $\overline{\theta}_n$ e $\overline{\phi}_n$ soni i valori medi della temperature e del flusso termico, $\left|\hat{\theta}_n\right|$ e $\left|\hat{\phi}_n\right|$ rappresentano l'ampiezza delle variazioni di temperatura e flusso termico, ω è la frequenza angolare delle variazioni ed infine si è posto:

$$\hat{\theta}_{+n}=\left|\hat{\theta}_n\right|e^{\pm j\psi}$$

$$\hat{\phi}_{+n}=\left|\hat{\phi}_n\right|e^{\pm j\phi}$$

Viene definita *profondità di penetrazione periodica* la profondità alla quale l'ampiezza delle variazioni di temperatura è ridotta di un fattore *e* (numero di Nepero) in un materiale omogeneo di spessore infinito soggetto a variazioni sinusoidali di temperatura sulla sua superficie, cioè si ha:

$$\delta=\sqrt{\frac{\lambda T}{\rho\pi c}} \qquad [105]$$

Con ρ e c densità e calore specifico del mezzo.

Nell'ambito della notazione complessa sin qui utilizzata si definisce *matrice di trasferimento termico* una matrice che mette in relazione le ampiezze complesse della temperatura e del flusso termico su un lato di uno strato con le ampiezze complesse della temperatura e del flusso termico sull'altro lato, cioè:

$$\begin{pmatrix}\hat{\theta}_2\\ \hat{q}_2\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}Z_{11} & Z_{12}\\ Z_{21} & Z_{22}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\hat{\theta}_1\\ \hat{q}_1\end{pmatrix} \qquad [106]$$

Gli elementi della matrice sono numeri complessi. Posto:

$$\xi=\frac{d}{\delta}$$

con δ dato dalla [105] e *d* lo spessore dello strato. Si hanno le seguenti espressioni:

$$Z_{11}=Z_{22}=\cosh(\xi)\cos(\xi)+j\sinh(\xi)\sin(\xi)$$

$$Z_{12}=-\frac{d\cdot}{\lambda\cdot 2}\left\{\sinh(\xi)\cos(\xi)+\cosh(\xi)\sin(\xi)+j\left[\cosh(\xi)\sin(\xi)-\sinh(\xi)\cos(\xi)\right]\right\} \qquad [107]$$

$$Z_{21}=-\frac{\lambda}{d}\left\{\sinh(\xi)\cos(\xi)-\cosh(\xi)\sin(\xi)+j\left[\sinh(\xi)\cos(\xi)+\cosh(\xi)\sin(\xi)\right]\right\}$$

Applicando le regole matriciali è possibile calcolare qualunque grandezza della [106].

Se la parete è costruita da più strati allora ma *matrice di trasferimento* complessiva è data dal prodotto delle matrici di trasferimento dei singoli strati. Se lo strato j-mo è uno strato liminare o uno strato d'aria la sua matrice di trasferimento è data da:

$$\begin{pmatrix}1 & R_j\\ 0 & 1\end{pmatrix}$$

Si definiscono *ammettenze termiche* le seguenti espressioni, per lo strato interno:

$$Y_{11} = \frac{Z_{11} - 1}{Z_{12}}$$

e per lo strato esterno:

$$Y_{22} = \frac{Z_{22} - 1}{Z_{12}}$$

Il *fattore di decremento* è dato dalla relazione:

$$f = \frac{1}{|Z_{12}| \cdot U}$$

Essendo U la trasmittanza a regime stazionario della parete. Il *ritardo* del fattore di decremento è dato dalla relazione:

$$\Delta t_f = \frac{1}{|Z_{12}| U}$$

Le capacità termiche areiche dello strato interno e dello strato esterno sono date da:

$$\chi_1 = \frac{C_1}{A} = \frac{T}{2\pi \cdot \mathrm{Im}\left(\frac{1}{Y_{11}}\right)}$$

$$\chi_2 = \frac{C_2}{A} = \frac{T}{2\pi \cdot \mathrm{Im}\left(\frac{1}{Y_{22}}\right)}$$

Si riporta un esempio di caratteristiche termiche dinamiche per una parete multistrato:

CARATTERISTICHE DINAMICHE DI UNA PARETE COMPOSTA

Strato	λ	ρ	c	a	d	R	δ	ξ
	(W/mk)	kg/m3	j/(kg.K)	mm2/s	m	m2.K/W	m	
Superificie interna						0,13		
Calcestruzzo	1,800	2400	1000	0,750	0,200	0,111	0,144	1,392
Isolamento termico	0,040	30	1400	0,950	0,100	2,500	0,162	0,618
Rivestimento	1,000	1200	1500	0,560	0,005	0,005	0,124	0,040
Superficie esterna						0,040		

U= 0,359 W/m2K

a11	a12	a21	a22
1,000	-0,130	0,000	1,000
0,379444350751614+1,85760285096785i	-0,0972657648677946-0,070505989611623i	22,1388807380496-30,5414501684875i	0,379444350751614+1,85760285096785i
0,975739007263791+0,380979884362314i	-2,48786763390455-0,317777198111766i	0,0388041267472034-0,303796281073455i	0,975739007263791+0,380979884362314i
0,999999554235391+0,00163541661806594i	-0,00499999955423539-2,72569440973263E-06i	0,000356611685273352-0,654166608345797i	0,999999554235391+0,00163541661806594i
1,000	-0,040	0,000	1,000

Matrici di Trasferimento	Modulo	Variazione Tempo (ore)
Z11	13,97	11,87
Z12	16,50	3,89
Z21	96,47	8,85
Z22	98,06	8,96

Fattore di decremento	Ritardo del fattore di decremento (ore)
0,169	3,89

Figura 64: Caratteristiche termiche dinamiche per una parete multistrato

Analogamente segue un esempio per una parete monostrato:

CARATTERISTICHE DINAMICHE DI UNA PARETE MONOSTRATO

Strato	λ	ρ	c	a	d	R	δ	ξ
	(W/mk)	kg/m3	j/(kg.K)	mm2/s	m	m2.K/W	m	
Superificie interna						0,13		
Calcestruzzo	1,800	2400	1000	0,750	0,200	0,111	0,144	1,392
Superficie esterna						0,040		

U= 3,557 W/m2K

a11	a12	a21	a22
1,000	-0,130	0,000	1,000
0,379444350751614+1,85760285096785i	9,72657648677946E-002-7,0505989611623E-002	22,1388807380496-30,5414501684875i	0,379444350751614+1,85760285096785i
1,000	-0,040	0,000	1,000

Matrici di Trasferimento	Modulo	Variazione Tempo (ore)
Z11	6,34	7,55
Z12	0,55	6,33
Z21	1,90	5,23
Z22	3,12	6,63

Fattore di decremento	Ritardo del fattore di decremento (ore)
0,514	6,33

Figura 65: Caratteristiche termiche dinamiche per una parete monostrato

Le analisi riportate nel precedente paragrafo sono anch'esse relative a caratteristiche dinamiche di pareti multistrato. In esse è possibile vedere il fattore di smorzamento e lo sfasamento fra l'onda esterna e quella sulla superficie interna per ciascun caso.

5.12 BILANCIO ENERGETICO PER GLI EDIFICI

Se consideriamo un edificio come l'insieme di ambienti singoli fra di loro termicamente e fluidodinamicamente interagenti possiamo scrivere in generale la seguente equazione di bilancio energetico fra il *sistema-edificio* e l'ambiente esterno, per il periodo di riscaldamento:

$$q_{entrante} + q_{sorgenti} - q_{uscente} = Accumulo_Termico \qquad [108]$$

ove l'espressione dei singoli flussi termici dipende dalla costituzione dell'edificio: possiamo scrivere, in forma semplificata, le seguenti equazioni:

- $q_{entrante} = \sum_{i=1}^{N} K_i S_i \Delta T_i + \sum_{j=1}^{M} I_j S_j f_j$ per pareti e finestre confinanti con temperatura diversa da quella dell'ambiente considerato;

- $q_{uscente} = \sum_{i=1}^{N} K_i S_i \Delta T_i + n \cdot V \cdot \Delta T_p$ per tutte le pareti disperdenti;
- $q_{sorgenti} = q_{Impianto} + q_{interno}$
- $q_{interno} = q_{persone} + q_{lampade} + q_{macchinari} + ...$

ove vale il simbolismo:

- K_i trasmittanza termica della parete, W/(m²K);
- S_i superficie della parete, m²;
- ΔT_i differenza di temperatura per la generica parete, K;
- I_i irraggiamento solare sulla generica superficie vetrata, W/m²;
- f_i fattore d'ombra per la generica superficie vetrata;
- n numero di ricambi orari,
- V volume ambiente, (m^3);
- ΔT_p differenza di temperatura di progetto fra interno ed esterno, (K).

Il flusso entrante, con riferimento al riscaldamento invernale[26], è relativo agli scambi con zone termiche a temperatura maggiore di quella dell'ambiente (o dell'edificio) da riscaldare e quindi sono da considerare, come meglio si dirà nel prosieguo, apporti gratuiti esterni e contribuiscono a ridurre il calore da fornire con l'impianto di riscaldamento. Ai fini del calcolo del carico termico convenzionale di un edificio questi apporti energetici vengono trascurati per semplicità.

Se nella [108] poniamo pari a zero l'accumulo termico (condizioni stazionarie) ed organizzando opportunamente i flussi termici dati dalla [108] si ottiene l'equazione (regime invernale):

$$q_{uscente} - q_{interno} - q_{entrante} = q_{Impianto} \qquad [109]$$

Pertanto il flusso termico da fornire all'edificio mediante un impianto opportuno e in condizioni stazionarie è dato dall'equazione [109]. Esso è pari al flusso uscente (detto anche *dispersione*) meno i guadagni per trasmissione e/o irraggiamento e il flusso generato dalle sorgenti interne (escluso l'impianto di riscaldamento).

I metodi di calcolo previsti dalla normativa vigente si basano, essenzialmente, sull'applicazione della [109] esplicitando ogni singolo termine con il necessario dettaglio di calcolo.

5.13 ACCUMULO TERMICO ED EFFETTI SUL TRANSITORIO TERMICO

Qualora si desideri considerare l'effetto dell'*Accumulo_Termico* nella [108] occorre esprimerlo in funzione dei parametri termofisici dell'edificio, ad esempio mediante l'espressione seguente:

$$Accumulo_Termico = \sum_i m_i c_i \frac{\partial T_i}{\partial \tau} \qquad [110]$$

ove $m_i c_i$ è la capacità termica di tutti gli elementi presenti[27] nell'edificio. Si intuisce come non sia facile calcolare l'accumulo termico poiché esso dipende sia dalle proprietà termofisiche dei corpi presenti ($m_i c_i$) che dalla loro temperatura. La funzione dell'accumulo termico risulta fondamentale nel livellare le variazioni termiche che si hanno nell'edificio per effetto delle reali variazioni delle condizioni climatologiche esterne. In pratica l'accumulo termico funge da *volano* consentendo variazioni meno evidenti della temperatura interna dell'edificio. Infatti, se il bilancio [108] è positivo al primo membro l'eccesso di energia termica viene accumulata riscaldando pareti, aria, oggetti e tutto ciò che è all'interno dell'edificio mentre se il bilancio è negativo si ha un raffreddamento delle strutture accumulanti. Tutto ciò influenza la temperatura dell'aria ambiente tramite l'equazione di bilancio[28]:

---

[26] Analogo discorso può essere fatto per le condizioni estive. Si osservi che si è trascurato il bilancio igrometrico per semplicità espositiva.

[27] Pareti esterne, interne, oggetti, persone, … qualunque massa capace di accumulare energia interna.

[28] Più correttamente occorrerebbe considerare separatamente le radiazione di lunghezza d'onda corta (cioè $< 3\ \mu m$) e quelle di lunghezza d'onda lunga (cioè $> 3\ \mu m$). Le prime sono essenzialmente le radiazioni solari mentre le seconde sono

$$m_n c_n \frac{dT_n}{d\tau} = \sum_n \frac{T_{i,n} - T_n}{R_{n,i}} + \Gamma \sum_v I_v S_v \tau_v f_v \qquad [111]$$

ove è $\Gamma = \frac{\alpha_i}{\sum_{k\ pareti} (A\alpha_i)_k}$ fattore distributivo della radiazione interna (ipotesi di sfera di *Ulbricht*) e la sommatoria è estesa a tutte le pareti (interne ed esterne) confinanti con l'ambiente considerato.

Si osserva immediatamente come la temperatura delle superfici interne delle pareti (le altre masse non sono qui prese in considerazione) influenzino, come già osservato, l'evolversi della temperatura dell'aria T_a e quindi delle condizioni di benessere interne. Il volano termico dovuto all'accumulo rallenta la crescita della temperatura dell'aria se le condizioni di bilancio [111] sono positive e rallenta da diminuzione della temperatura se le condizioni di bilancio [111] sono negative. Un esempio dell'efficacia dell'accumulo termico si ha osservando l'evolversi della temperatura interna nelle cattedrali laddove le variazioni della temperatura esterna sono fortemente attenuate dalle grandi masse murarie[29].

Pertanto senza accumulo termico si avrebbero in estate innalzamenti di temperatura e in inverno abbassamenti di temperatura molto grandi, cioè le escursioni termiche all'interno dell'edificio tenderebbero ad eguagliare quelle esterne. E' allora necessario dotare gli edifici di masse di accumulo, ad esempio con murature (soprattutto interne) spesse, ma questo va in contrasto con la tendenza odierna di utilizzare materiali leggeri e manufatti industriali capaci di un elevato isolamento termico ma di bassa capacità termica.

E' questo un grande problema che affligge tutta l'edilizia moderna e che può essere risolto mediante un'attenta scelta dei materiali e delle condizioni transitorie degli edifici.

A chiusura di questo paragrafo si vuole evidenziare un altro aspetto importante per il buon funzionamento dell'accumulo termico: non basta avere una buona capacità termica $\sum_i m_i c_i$ ma occorre anche una buona capacità di restituzione o di immagazzinamento dell'energia.

Quest'ultimo aspetto è legato alle proprietà trasmissive del calore dei vari materiali che immagazzinano energia e il parametro termofisico che meglio descrive è il *fattore di attenuazione* $\gamma=\sqrt{\frac{\omega}{2a}}$ già incontrato in precedenza e che è il responsabile dell'attenuazione dell'onda termica entrante attraverso una parete.

Questo parametro può ancora essere scritto come $\gamma=\sqrt{\frac{\omega}{2a}} = \sqrt{\frac{\pi}{T_o a}}$ ove T_o è il periodo dell'onda termica ed $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ è la diffusività termica del materiale (supposto omogeneo) costituente la parete[30].

Se la parete ha spessore finito quanto detto non è sufficiente a caratterizzare il fenomeno della trasmissione dell'onda termica anche se spesso per semplificare si continua ad utilizzare la stessa trattazione nell'ipotesi di superfici isoterme parallele alle facce della parete.

Per pareti di spessore finito e multistrato, molto utilizzate nell'edilizia, oltre al *fattore di attenuazione* di ciascuno strato ha grande importanza l'*effusività* termica data dal prodotto $B = \lambda\rho c$. Pertanto questo nuovo parametro caratterizza le proprietà dei materiali di trasmettere calore in regime stabilizzato. Ciò porta a considerare non solo la capacità termica ρc ma anche il prodotto con la conducibilità termica

---

quelle elesse dai corpi caldi interni all'ambiente considerato. Queste ultime, fra l'altro, sono poi le radiazioni che sono assorbite anche dall'aria e quindi contribuiscono, unitamente alla convezione termica, al riscaldamento dell'aria ambiente e quindi al carico termico.

[29]. Si osservo che la *diffusività termica* $a = \lambda/\rho c$ dipende anche dalla capacità termica dell'elemento di trasmissione tramite il prodotto ρc.

[30] Si osservi che il *fattore di attenuazione* γ decresce al crescere del periodo *To* e questo rende possibile caratterizzare il comportamento di una parete anche per onde termiche non sinusoidali. Infatti, scomponendo in serie di Fourier l'onda di temperatura si hanno armoniche superiori aventi periodi multipli interi di *To* e quindi con attenuazione minore di quella relativa all'onda di periodo fondamentale *To* e, in genere, trascurabile rispetto a quest'ultimo. In pratica si possono spesso trascurare gli apporti delle armoniche superiori alla prima.

λ. ***I materiali che hanno elevata capacità termica e contemporaneamente sono buoni conduttori di calore hanno più elevata effusività termica e rispondono meglio all'esigenza di attenuare le oscillazioni termiche interne poiché sono in grado di immagazzinare e di cedere energia con maggiore velocità e quindi più prontamente rispetto alle sollecitazioni esterne.***

Tutte le masse dell'edificio contribuiscono all'accumulo termico me le masse delle pareti interne, come già visto in precedenza, sono di particolare importanza ai fini sia dell'accumulo termico che dell'andamento della temperatura interna.

Queste ultime che accumulano l'energia solare che penetra all'interno degli ambienti attraverso le superfici trasparenti (porte vetrate, finestre, lucernari,…) e la restituiscono all'aria ambiente (vedi relazione [111] relativa al bilancio termico dell'aria) contribuendo al crescere e/o al decrescere della sua temperatura.

L'accumulo termico delle pareti interne contribuisce all'evoluzione termica dell'edificio in modo notevole. Questo concetto va sottolineato poiché si ritiene spesso, erroneamente, che le pareti interne non apportano alcun contributo all'evoluzione termica dell'edificio essendo, di norma, elementi di separazione fra ambienti alla stessa temperatura e quindi non attraversati da flusso di calore. Ciò è vero solo in regime stazionario che è solo un riferimento fittizio nei calcoli termici usuali.

Si ricordi che il carico termico utilizzato per la progettazione degli impianti termici di riscaldamento (ma considerazione analoga, con opportune variazioni, può essere fatta per il raffrescamento estivo) è riferito *fittiziamente* alle condizioni stazionarie.

In realtà l'evoluzione termica di un edificio è sempre in regime variabile e pertanto le condizioni transitorie riportano in gioco anche le strutture apparentemente non attraversate da flusso termico, come le pareti interne fra ambienti ad eguale temperatura, tramite la loro capacità termica (vedi equazione [110] valida sempre, contrariamente alle ipotesi di calcolo in regime stazionario).

Proprio nei transitori termici, specialmente nelle fasi di avviamento dell'impianto o di spegnimento dello stesso, gli effetti delle masse interne si fanno sentire. Così pure non si può trascurare l'effetto delle masse interne (per effetto della ([110]) sull'irraggiamento solare e quindi sugli apporti gratuiti solari che condizionano anche la regolazione termica degli impianti di climatizzazione.

La L. 10/91 attribuisce particolare attenzione alle pareti interne anche se ne sovrastima, in alcuni casi, gli effetti. Il controllo dell'accumulo termico è reso difficoltoso dalla natura stessa del fenomeno poiché esso avviene in tutti gli elementi costitutivi dell'edificio.

Si possono fare, anche in conseguenza di quanto fin qui osservato, le seguenti considerazioni progettuali:

- *Poiché tutti i materiali di costruzione hanno calore specifico confrontabile (circa 1 kJ/kgK) per accrescere l'accumulo termico occorre ricorrere a materiali aventi massa elevata oppure aumentare la temperatura media dei materiali o entrambe le cose.*
- *In generale le funzioni di accumulo termico e di resistenza termica debbono essere svolti da materiali diversi (ad esempio accumulo termico in calcestruzzo e isolamento termico con materassini di lana di roccia). I calcestruzzi alleggeriti si collocano in una posizione intermedia.*
- *Si è detto che oltre alla capacità di accumulo termico occorre prendere in considerazione anche il tempo di resa all'ambiente dell'energia termica. Inoltre è spesso opportuno, ai fini della regolazione della temperatura interna degli ambienti, avere una sincronia fra il momento di accumulo termico e quello di cessione all'ambiente (ad esempio accumulo di giorno e restituzione di notte).*
- *Ciò richiederebbe un isolamento termico variabile della struttura di accumulo in modo che la sua superficie venga a contatto con l'aria ambiente nel momento desiderato[31]. Inoltre, poiché l'aria esterna è solitamente a temperatura inferiore di quella interna e della temperatura della stesse strutture di accumulo termico, è opportuno e necessario coibentare termicamente verso l'esterno tutte le masse destinate a volano termico.*

In sintesi il meccanismo dell'accumulo termico è il seguente: ad impianto termico funzionante l'aria interna si porta ad una temperatura più elevata delle masse murarie e pertanto parte del flusso termico

[31] Si tenga presente che un isolamento interno fisso vanificherebbe la funzione di volano termico con una drastica riduzione dell'energia ceduta all'ambiente stesso. L'isolamento termico interno non può, quindi, essere fisso e nel caso che non sia possibile avere questa flessibilità d'uso è opportuno non avere affatto isolamento termico interno.

ceduto dall'impianto viene trasmesso alle masse che fungono da accumulo termico. Successivamente, quando si spegne l'impianto, l'aria interna si raffredda per effetto dei disperdimenti di calore verso l'esterno e delle infiltrazioni di aria esterna fredda.

Quando la sua temperatura diviene inferiore a quella delle masse di accumulo termico allora il flusso di energia si inverte e passa dalla massa all'aria interna (supposto che sia presente l'isolamento verso l'esterno), svolgendo così la sua funzione di volano termico. Anche nella stagione estiva la funzione di volano termico delle masse è importante. Durante il giorno le *rientrate termiche*[32] tendono a riscaldare l'aria ma in parte riscaldano, accumulando energia, anche le masse dell'edificio.

Quando al tramonto del sole la temperatura esterna comincia a diminuire il fenomeno tende ad invertirsi. Durante le prime ore serali la temperatura esterna è sufficientemente bassa e quindi la si può utilizzare per ventilare le strutture di accumulo termico facendo in modo che l'energia accumulata non venga ceduta all'ambiente.

Pertanto di giorno le strutture di accumulo termico limitano l'accrescimento di temperatura all'interno degli ambienti e di notte, con l'accorto uso del raffrescamento serale, vengono raffreddate nuovamente per riprendere il ciclo l'indomani. L'abitudine del raffrescamento serale è tipico delle zone del Sud d'Italia: le persone sono solite stare fuori fino a tarda sera lasciando che l'aria esterna raffreschi le abitazioni. C'è un fondamento scientifico ben preciso in quest'usanza. Esempi di razionale utilizzo dell'accumulo termico si hanno in quasi tutte le architetture vernacolari nelle quali l'uso delle masse e dei materiali ha raggiunto il massimo prestazionale.

Si considerino, ad esempio, le *masserie* siciliane, i *dammusi* di Pantelleria, i *trulli* di Alberobello, e con maggiore lontananza, l'i*glù* esquimese, la casa indiana (con un uso sapiente di *adobe* per la costruzione di pareti spesse) e le abitazioni arabe.

Le abitazioni moderne hanno perso questa capacità di controllo termico a causa di murature esterne ed interne (a *fortiori*) sempre più leggere e quindi con scarse capacità di accumulo termico.

In esse si hanno forti escursioni di temperatura, sia invernali che estive, carichi termici normalmente elevati a meno di ricorrere ad un uso intensivo di isolanti termici. Non per nulla si parla oggi di riprogettare gli edifici in modo *energeticamente consapevole* cercando di riparare ai guasti termodinamici introdotti con una scelta più razionale di materiali, orientamenti, soluzioni impiantistiche, isolamenti e masse di accumulo termico.

Le varie leggi che nel corso degli ultimi venticinque anni hanno visto la luce in Italia e nel resto del mondo riflettono in parte quest'esigenza e lo fanno più in modo coercitivo per il progettista che per libera scelta.

Considerata, inoltre, la variabilità delle condizioni ambientali (esterne ed interne) si intuisce l'importanza, oltre alla necessità, di avere un buon sistema di controllo e gestione degli impianti.

5.13.1 CONDIZIONI DI TRANSITORIO TERMICO PER GLI AMBIENTI

Per mostrare la complessità del problema del transitorio termico di un edificio facciamo riferimento ad un ambiente di forma regolare e prismatica, avente quindi sei pareti; il bilancio energetico per ciascuna parete[33] nell'ipotesi regime periodi stabilizzato (non necessariamente di tipo sinusoidale) è del tipo[34]:

$$m_i c_i \frac{dT_i}{d\tau} = g_{1,i} h_{ei} S_i \left(T_e + a_{ei} \frac{c_i I_i}{h_{ei}} - T_i \right) + \frac{a_i S_i}{\sum_{i=1}^{6} a_i S_i} \sum g_{1,i} I_i f_i S_{vi} - g_{2,i} K_i S_i \left(T_i - T_t \right) - \frac{h_{ii} K_i S_i}{h_{ii} + K_i} \left(T_i - T_a \right)$$

ove si sono posti:

[32] Si chiamo *rientrate termiche* i flussi di calore che dall'esterno (*a temperatura più elevata, circa 34°C*) vanno verso l'interno (*a temperatura di circa 26 °C*) e quindi tendendo a riscaldarlo. Se si vuole mantenere la temperatura interna al valore desiderato di 26 °C occorre togliere, trascurando per il momento gli effetti dell'umidità dell'aria, dall'ambiente una quantità di calore pari alle rientrate termiche.

[33] Qui si considera *parete* anche il pavimento ed il soffitto per generalità del metodo. L'equazione di bilancio, si vedrà, è scritta in modo da adeguarsi automaticamente al tipo di parete esterna.

[34] Vale ancora quanto detto in precedenza sul bilancio delle radiazioni termiche di bassa ed alta lunghezza d'onda.

$$g_{1,i} = \begin{cases} 0 & \text{per pareti interne,} \\ 1 & \text{per pareti esterne} \end{cases}$$

$$g_{2,i} = \begin{cases} 0 & \text{per tutte le pareti eccetto il soffitto,} \\ 1 & \text{per il soffitto} \end{cases}$$

Nell'equazione di bilancio sopra scritta si ha anche, per le temperature esterne, la *temperatura aria-sole* nella forma semplificata data dalla [102]. Per il bilancio energetico del pavimento si suppone (con grande generalità di applicazione) che questo scambi calore con uno strato seminfinito (strati profondi della terra) a temperatura costante e debolmente variabile nel corso della stagione. La trasmittanza del pavimenti, K_i, è calcolata sempre nell'ipotesi di strato semi-infinito. La temperatura della faccia interna delle pareti è data dall'equazione di bilancio delle stesse pareti e quindi dalla relazione:

$$T_i^{'} = \frac{h_{ii} T_a - K_i T_i}{h_{ii} + K_i} \qquad [112]$$

e quindi è funzione della temperatura della faccia esterna T_i.

L'equazione di bilancio energetico per l'aria dell'ambiente in forma esplicita è data dall'equazione:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_{i=1}^{6} \frac{h_{ii} K_i S_i}{h_{ii} + K_i} \left(K_i T_i - K_i T_a \right) + nV \rho_a c_a \left(T_e - T_a \right) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{1,i} K_{vi} \left(T_a - T_e \right) \qquad [113]$$

ove, in aggiunta al simbolismo dianzi citati, si ha:

V volume dell'ambiente,

n numero di ricambi orari,

S^* potenza generata all'interno dell'ambiente,

Q_{aux} Potenza fornita da sorgenti ausiliarie (impianto di riscaldamento).

L'ipotesi di ambienti disaccoppiati può ritenersi valida per regimi lentamente variabili ed ambienti contigui ad eguale temperatura interna (per esempio per effetto di un controllo ambientale mediante impianto di riscaldamento). In quest'ipotesi gli scambi di flussi d'aria fra ambienti contigui concorrono a mantenere costante la temperatura negli ambienti stessi e quindi si può ritenere ancora valida l'ipotesi di disaccoppiamento sopra proposta e contribuendo a mantenere semplice e flessibile il modello energetico globale dell'edificio.

Qualora ciò non potesse essere occorrerebbe complicare la risoluzione delle equazioni (sette per ciascun ambiente dell'edificio) perché si dovrebbero tenere in conto le pareti comuni e le temperature interne degli ambienti contigue. Inoltre occorrerebbe tenere conto anche degli scambi fluidodinamici fra ambienti.

Nell'equazione di equilibrio energetico dell'aria, sopra scritta, si ha a primo membro l'accumulo termico nell'aria e a secondo membro, in ordine, si hanno gli scambi termici per trasmissione con le pareti[35], il calore di ventilazione, il calore per sorgenti interne e per sorgenti ausiliarie (positivo se per riscaldamento e negativo per raffrescamento) ed infine il flusso attraverso le porte e le finestre. Volendo ulteriormente compattare quest'equazione si può porre:

$$Q_i = Q^* + Q_{aux} + Q_{latente} \qquad [114]$$

ove per $Q_{latente}$ si intende il calore latente di infiltrazione e quello prodotto all'interno dell'ambiente.

Per ciascun ambiente si hanno, quindi sette equazioni differenziali, vedi Tabella 54, (sei per le pareti ed una per l'aria interna) che formano un sistema di equazioni differenziali che, sotto ipotesi[36] certamente non molto limitative, possiamo ritenere a coefficienti costanti, lineari, del primo ordine, non omogeneo. La risoluzione di questo sistema non è assolutamente facile con i metodi cosiddetti *esatti* e

[35] Gli scambi radiativi di alta lunghezza d'onda (cioè con $\lambda > 3\ \mu m$) fra le pareti e l'aria sono qui trascurati per non appesantire eccessivamente il modello. Prove sperimentali hanno confermato questa ipotesi.

[36] In realtà molti dei fattori presenti nelle equazioni di bilancio variano con il tempo per effetto della variazione delle temperature e delle proprietà termofisiche dell'aria e quindi i coefficienti non sono proprio costanti. Tener conto di questa piccolissima variabilità vorrebbe dire anche appesantire l'algoritmo risolutivo in modo eccessivo e non giustificabile dai risultati. Quanto si dirà, in ogni caso, vale anche per sistemi non lineari e a coefficienti variabili.

pertanto occorre utilizzare metodi numerici semplificati che possono oggi facilmente essere implementati su computer anche da tavolo. Con opportuni passaggi aritmetici è possibile arrangiare le equazioni soprascritte e porle nella forma *canonica:*

$$[\dot{X}] = [A][X] + [B][U] \qquad [115]$$

La soluzione dell'equazione canonica è comunque del tipo:

$$[X]_\tau = e^{[A]\tau}[X]_o + e^{[A]\tau} \int_0^\tau e^{-[A]t}[B][U]dt \qquad [116]$$

Supponendo che [B] e [U] siano indipendenti dal tempo nell'intervallo (0-τ) considerato, si può scrivere :

$$[X]_\tau = e^{[A]\tau} [X]_o + e^{[A]\tau} \left(\int_0^\tau e^{-[A]t}\, dt \right) [B][U] \qquad [117]$$

Ora lo sviluppo in serie dell'esponenziale, rispettivamente positivo e negativo, com'è noto dall'Analisi numerica, è dato da :

$$\begin{aligned} e^{[A]\tau} &= [I] + [A]\tau + [A]^2 \frac{\tau^2}{2!} + [A]^3 \frac{\tau^3}{3!} + \dots \\ e^{-[A]\tau} &= [I] - [A]\tau + [A]^2 \frac{\tau^2}{2!} - [A]^3 \frac{\tau^3}{3!} + \dots \end{aligned} \qquad [118]$$

dove si è indicato con [I] la matrice identità.

$$\begin{cases}
m_1c_1 \dfrac{dT_1}{d\tau} = g_{1,1}h_{e1}S_1\left(T_e + a_{e1}\dfrac{c_1I_1}{h_{e1}} - T_1\right) + \dfrac{a_1S_1}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,1}I_1 f_1S_{v1} - g_{2,1}K_1S_1\left(T_1 - T_t\right) - \dfrac{h_{i1}K_1S_1}{h_{i1}+K_1}\left(T_1 - T_a\right) \\
m_2c_2 \dfrac{dT_2}{d\tau} = g_{1,2}h_{e2}S_{2i}\left(T_e + a_{e2}\dfrac{c_{2i}I_{2i}}{h_{e2}} - T_2\right) + \dfrac{a_2S_2}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,2}I_2 f_2S_{v2} - g_{2,2}K_2S_2\left(T_2 - T_t\right) - \dfrac{h_{i2}K_2S_2}{h_{i2}+K_2}\left(T_2 - T_a\right) \\
m_3c_3 \dfrac{dT_3}{d\tau} = g_{1,3}h_{e3}S_3\left(T_e + a_{e3}\dfrac{c_3I_3}{h_{e3}} - T_3\right) + \dfrac{a_3S_3}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,3}I_3 f_3S_{v3} - g_{2,3}K_3S_3\left(T_3 - T_t\right) - \dfrac{h_{i3}K_3S_3}{h_{i3}+K_3}\left(T_3 - T_a\right) \\
m_4c_4 \dfrac{dT_4}{d\tau} = g_{1,4}h_{e4}S_4\left(T_e + a_{e4}\dfrac{c_4I_4}{h_{e4}} - T_4\right) + \dfrac{a_4S_4}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,4}I_4 f_4S_{v4} - g_{2,4}K_4S_4\left(T_4 - T_t\right) - \dfrac{h_{i4}K_4S_4}{h_{i4}+K_4}\left(T_4 - T_a\right) \\
m_5c_5 \dfrac{dT_5}{d\tau} = g_{1,5}h_{e5}S_5\left(T_e + a_{e5}\dfrac{c_5I_5}{h_{e5}} - T_5\right) + \dfrac{a_5S_5}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,5}I_5 f_5S_{v5} - g_{2,5}K_5S_5\left(T_5 - T_t\right) - \dfrac{h_{i5}K_5S_5}{h_{i5}+K_5}\left(T_5 - T_a\right) \\
m_6c_6 \dfrac{dT_6}{d\tau} = g_{1,6}h_{e6}S_6\left(T_e + a_{e6}\dfrac{c_6I_6}{h_{e6}} - T_6\right) + \dfrac{a_6S_6}{\sum_{i=1}^{6} a_iS_i}\sum g_{1,6}I_6 f_6S_{v6} - g_{2,6}K_6S_6\left(T_6 - T_t\right) - \dfrac{h_{i6}K_6S_6}{h_{i6}+K_6}\left(T_6 - T_a\right) \\
m_ac_a \dfrac{dT_a}{d\tau} = \sum_{i=1}^{6}\dfrac{h_{ii}K_iS_i}{h_{ii}+K_i}\left(K_iT_i - K_iT_a\right) + nV\rho_a c_a\left(T_e - T_a\right) + S^* + Q_{aux} + \sum g_{1,i}K_{vi}\left(T_a - T_e\right)
\end{cases}$$

Tabella 54: Equazioni differenziali per un ambiente tipo

Avremo allora:

$$\int_0^\tau e^{-[A]t}dt = [I]\tau - [A]\frac{\tau^2}{2!} + [A]^2\frac{\tau^3}{3!} - [A]^3\frac{\tau^4}{4!} + ... \qquad [119]$$

e infine :

$$e^{[A]\tau}\int_0^\tau e^{-[A]t}dt\,[B] = \left[[I]\tau + [A]\frac{\tau^2}{2!} + [A]^2\frac{\tau^3}{3!} + [A]^3\frac{\tau^4}{4!} + ...\right][B] \qquad [120]$$

Definite ora le matrici :

$$[F] = e^{[A]\tau} = [I] + [A]\tau + [A]^2\frac{\tau^2}{2!} + [A]^3\frac{\tau^3}{3!} + ... \qquad [121]$$

$$[D] = e^{[A]\tau}\int_0^\tau e^{-[A]t}dt\;[B] = \left[[I]\tau + [A]\frac{\tau^2}{2!} + [A]^2\frac{\tau^3}{3!} + [A]^3\frac{\tau^4}{4!}...\right][B] \qquad [122]$$

la (23) assume la forma:

$$[X]_\tau = [F][X]_o + [D][U]_\tau \qquad [123]$$

Una migliore precisione di calcolo e una maggiore aderenza alla realtà si ottiene immaginando ancora che le superfici isoterme siano parallele alle facce ma che le pareti siano descritte dalle stratigrafie che le compongono mediante equazioni di bilancio energetico per ciascuno strato di materiale.

Un tale modello, qui non riportato per semplicità, viene detto *a parametri distribuiti* (*distributed parameters*) e il codice di calcolo predisposto presso l'ex Istituto di *Fisica Tecnica*[37] dell'Università di Catania è il *DPM* (acronimo di *Distributed Parameters Method*).

Ancora non siamo alla variabilità completa tridimensionale della temperatura (ottenibile solo con codici agli elementi finiti e a prezzo di notevoli risorse e tempi di calcolo!) sulle facce delle pareti e degli strati ma si può affermare che l'approssimazione raggiunta è stata eccellente e confermata dalle verifiche sperimentali effettuate.

Altre metodologie di calcolo partono dalle funzioni di trasferimento delle pareti (Metodo ***TFM*** *transfer Function Method)* o dalle funzioni di *ammettenza* (Metodo delle *Ammettenze* del codice di calcolo *NBLSD*). Si tratta in ogni caso di metodo metodi matematici complessi che richiedono notevole lavoro preparatorio per i dati e grandi risorse di calcolo.**BILANCIO ENERGETICO PER L'ARIA AMBIENTE**

Formuliamo con maggiore dettaglio l'equazione di bilancio energetico globale dell'aria interna.

Con riferimento alla Figura 66, il bilancio energetico globale porge:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_j Q_j(\tau) \qquad [124]$$

dove : $m_a c_a = \rho_a c_a V$ è la capacità termica dell'aria ambiente, esplicitata a secondo membro in funzione del volume ambiente V. Inoltre si può scrivere il seguente bilancio:

$$\sum_j Q_j(\tau) = Q_{\substack{\text{sorg.}\\ \text{int.}}}(\tau) + Q_{\text{imp.}}(\tau) + Q_{\text{pareti}}(\tau) + Q_{\text{vent.}}(\tau)$$

$$= Q_{\substack{\text{sorg.}\\ \text{int.}}}(\tau) + Q_{\text{Imp.}}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\ k}}\left[A_k h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau))\right]_k + m_{ventil.}c_e\left[T_e(\tau) - T_a(\tau)\right] \qquad [125]$$

Il termine differenziale $dT_a / d\tau$ può approssimarsi ad una quantità finita attraverso la scrittura del rapporto incrementale e sotto l'ipotesi che il passo temporale di calcolo sia piccolo. Per cui :

[37] Oggi *Dipartimento di Ingegneria Industriale e Meccanica – Sezione di Energetica Industriale ed Ambientale.*

$$\frac{dT_a}{d\tau} \xrightarrow[\text{è piccolo}]{\text{se } \Delta\tau} \frac{T_a(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \qquad [126]$$

Sotto questa stessa ipotesi è altresì lecito approssimare tutti i termini $T_a(\tau)$, che figurano a secondo membro, con $T_a(\tau - \Delta\tau)$.

Si ottiene così l'***equazione della temperatura interna*** in regime dinamico :

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) + \frac{\Delta\tau}{\rho_a c_a V}\left\{ Q_{\substack{\text{sorg.}\\ \text{int.}}}(\tau) + Q_{\text{imp.}}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\ k}}^{n}\left[A h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))\right]_k + m_{vent.} c_e \left[T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)\right] \right\}$$

[127]

Se l'ambiente è ***termostatizzato*** alla temperatura T_r= costante, allora, essendo :

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) = T_r \qquad [128]$$

si ottiene l'***equazione del carico termico*** $Q_{imp}(\tau)$ in regime dinamico:

$$Q_{\text{imp}}(\tau) = Q_{\substack{\text{sorg.}\\ \text{int.}}}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\ k}}\left[A h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))\right]_k + m_{ventil.} c_e \left[T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)\right] \qquad [129]$$

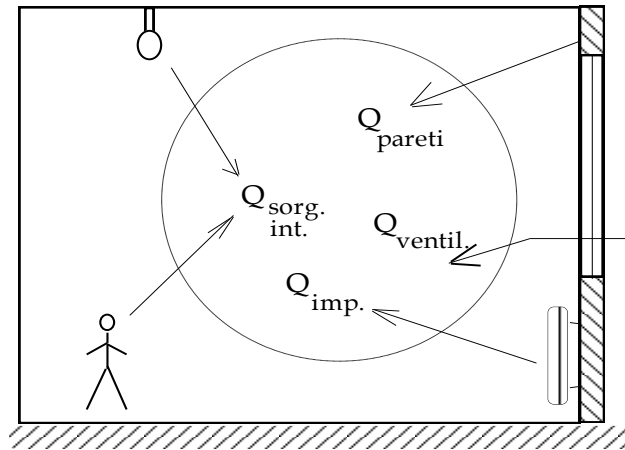



Figura 66: Bilancio energetico per l'aria interna all'ambiente

5.13.3 EFFETTO DELLA VARIABILITÀ DEL CARICO TERMICO CON LE CONDIZIONI ESTERNE

Quanto sin qui descritto consente di risolvere l'equazione [127] unitamente alle equazioni di bilancio delle pareti di ogni ambiente dell'edificio per conoscere le temperature delle pareti e dell'aria interna al variare delle condizioni esterne.

Considerando l'ambiente termostatizzato, cioè dotato di un impianto di climatizzazione controllato che garantisca la costanza della temperatura interna (solitamente pari al valore di comfort ambientale per il periodo stagionale considerato) allora la [129] consente di ottenere il carico termico reale, istante per istante.

Si osservi che la [129] tiene correttamente conto, unitamente a tutte le altre equazioni di parete, dei vari parametri termofisici dell'edificio e della variabilità delle condizioni climatiche esterne.

Pertanto questa equazione di bilancio è anche l'equazione di *controllo* che deve essere soddisfatta per avere la temperatura interna costante al valore fissato.

La complessità del problema appena impostato lascia quindi immaginare anche la delicatezza della regolazione impiantistica.

Qualora non si riesca a mantenere costante la temperatura interna allora la Q_{imp} non è più in grado di garantire le condizione di comfort desiderate.

5.14 RISPOSTA IN TRANSITORIO DELLE PARETI MULTISTRATO (*DPM)*

Per il generico strato *j-mo* (Figura 67) di una parete composta, l'equazione del bilancio termico in transitorio può essere scritta nella forma seguente:

$$m_j c_j \frac{dT_j}{d\tau} = \frac{T_{j-1} - T_j}{R_{j-1,j}} - \frac{T_j - T_{j+1}}{R_{j,j+1}} \qquad [130]$$

Qui le temperature T_{j-1} , T_j .. si intendono riferite al punto medio dello strato. Per precisare l'espressione della resistenza termica R, distinguiamo tre casi, a seconda che si tratti di:

1. strato intermedio
2. strato superficiale
3. intercapedine d'aria

Strato intermedio :

$$R_{j-1,j} = \frac{s_{j-1}/2}{k_{j-1}} + \frac{s_j/2}{k_j} \qquad R_{j,j+1} = \frac{s_j/2}{k_j} + \frac{s_{j+1}/2}{k_{j+1}} \qquad [131]$$

Strato superficiale

$$R_{e,1} = \frac{1}{h_e} + \frac{s_1/2}{k_1} \qquad R_{n,i} = \frac{1}{h_{n,i}} + \frac{s_n/2}{k_n} \qquad [132]$$

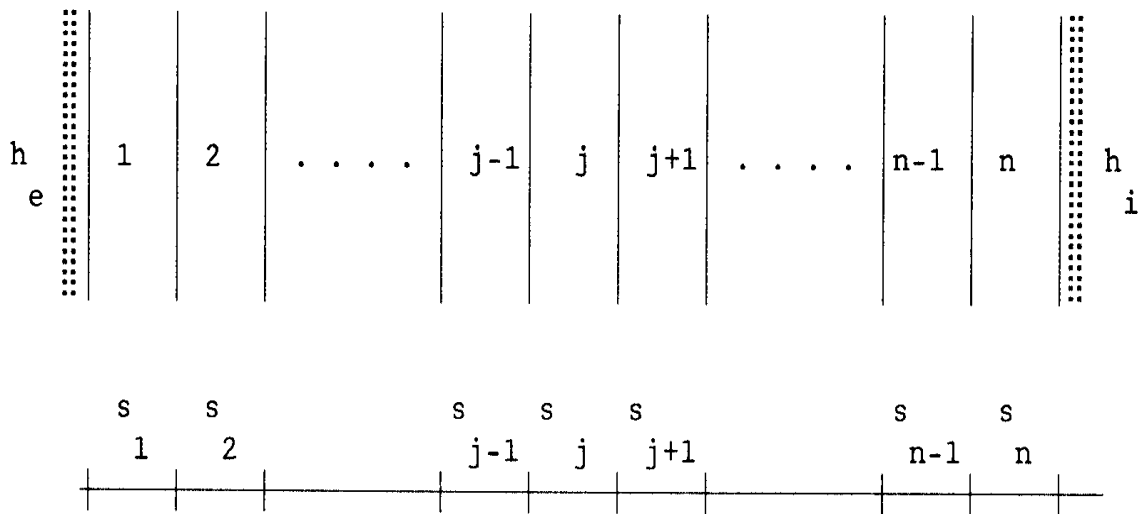



Figura 67: Schematizzazione di una parete multistrato

Intercapedine d'aria (R_a = Resistenza termica globale)

$$R_{j-1,j} = \frac{s_{j-1}/2}{k_{j-1}} + \frac{R_a}{2} \qquad R_{j,j+1} = \frac{s_{j+1}/2}{k_{j+1}} + \frac{R_a}{2} \qquad (R_a = 0.2 \ m^2K/W)$$

A titolo di esempio, nel caso di una parete di 5 strati del tipo in Figura 68, costituita ovunque da materiali solidi e da una intercapedine d'aria nello strato 3, si avranno le 5 equazioni seguenti :

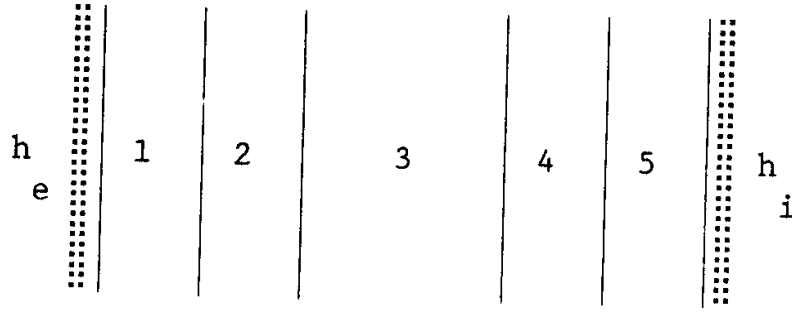



Figura 68: Schematizzazione di una parete a cinque strati

$$m_1c_1\frac{dT_1}{d\tau}=\frac{T_e-T_1}{\frac{1}{h_e}+\frac{s_1/2}{k_1}}-\frac{T_1-T_2}{\frac{s_1/2}{k_1}+\frac{s_2/2}{k_2}}=K_{e1}T_e-(K_{e1}+K_{12})T_1+K_{12}T_2$$

$$m_2c_2\frac{dT_2}{d\tau}=\frac{T_1-T_2}{\frac{s_1/2}{k_1}+\frac{s_2/2}{k_2}}-\frac{T_2-T_3}{\frac{s_2/2}{k_2}+\frac{R_a}{2}}=K_{12}T_1-(K_{12}+K_{23})T_2+K_{23}T_3$$

$$m_3c_3\frac{dT_3}{d\tau}=\frac{T_2-T_3}{\frac{s_2/2}{k_2}+\frac{R_a}{2}}-\frac{T_3-T_4}{\frac{s_4/2}{k_4}+\frac{R_a}{2}}=K_{23}T_2-(K_{23}+K_{34})T_3+K_{34}T_4 \qquad [133]$$

$$m_4c_4\frac{dT_4}{d\tau}=\frac{T_3-T_4}{\frac{s_4/2}{k_4}+\frac{R_a}{2}}-\frac{T_4-T_5}{\frac{s_4/2}{k_4}+\frac{s_5/2}{k_5}}=K_{34}T_3-(K_{23}+K_{45})T_4+K_{45}T_5$$

$$m_5c_5\frac{dT_5}{d\tau}=\frac{T_4-T_5}{\frac{s_4/2}{k_4}+\frac{s_5/2}{k_5}}-\frac{T_3-T_4}{\frac{s_5/2}{k_5}+\frac{1}{h_i}}=K_{45}T_4-(K_{45}+K_{5i})T_5+K_{5i}T_i$$

Definite ora come segue le matrici [A] e [B] e i vettori [X] e [U] :

$$[A]=\begin{bmatrix} -\frac{K_{e1}+K_{12}}{m_1c_1} & \frac{K_{12}}{m_1c_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{12}}{m_2c_2} & -\frac{K_{12}+K_{23}}{m_2c_2} & \frac{K_{23}}{m_2c_2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{23}}{m_3c_3} & -\frac{K_{23}+K_{34}}{m_3c_3} & \frac{K_{34}}{m_3c_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_{34}}{m_4c_4} & -\frac{K_{34}+K_{45}}{m_4c_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_{34}}{m_5c_5} & -\frac{K_{45}+K_{5i}}{m_5c_5} \end{bmatrix} \qquad [134]$$

$$[B]=\begin{bmatrix} \frac{K_{e1}}{m_1c_1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{5i}}{m_5c_5} \end{bmatrix} \qquad [X]=\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} \qquad [U]=\begin{bmatrix} T_e \\ T_i \end{bmatrix} \qquad [135]$$

è possibile porre il sistema precedente nella forma *canonica* :

$$[\dot{X}]=[A][X]+[B][U] \qquad [136]$$

in cui si definiscono rispettivamente :

[X] Vettore di stato;

[A] Matrice di stato;

[B] Matrice di ingresso;

[U] Vettore di ingresso;

$[\dot{X}]$ derivata rispetto al tempo del *Vettore* di stato.

Prima di studiarne il procedimento risolutivo, è opportuno generalizzare il modello al fine di includere eventuali flussi termici sulle superfici estreme della parete.

5.14.1 GENERALIZZAZIONE DEL MODELLO

Si consideri ancora la parete composta soggetta, rispettivamente a destra e a sinistra, ai flussi termici q_e e q_i (Figura 69):

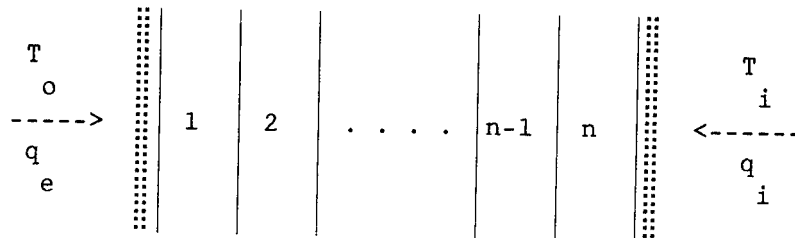



Figura 69: Parete multistrato con scambio termico

L'equazione di bilancio termico del primo strato è :

$$m_1c_1\frac{dT_1}{d\tau}=\frac{T_o-T_1}{R_{e,1}}-\frac{T_1-T_2}{R_{1,2}}+q_e \qquad [137]$$

e quella dell'ultimo strato è :

$$m_nc_n\frac{dT_n}{d\tau}=\frac{T_{n-1}-T_n}{R_{n,n-1}}-\frac{T_n-T_i}{R_{n,i}}+q_i \qquad [138]$$

Si ha allora evidentemente :

$$[B]=\begin{bmatrix} \frac{K_{e1}}{m_1c_1} & 0 & \frac{1}{m_1c_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{5i}}{m_5c_5} & 0 & \frac{1}{m_5c_5} \end{bmatrix} \qquad [U]=\begin{bmatrix} T_e \\ T_i \\ q_e \\ q_i \end{bmatrix} \qquad [139]$$

Come si riconosce facilmente, la matrice di stato *[A]* e il vettore di stato *[X]* non vengono modificati nella generalizzazione del modello. L'equazione risolutiva, anche nel caso del modello generalizzato, si presenta dunque ancora del tipo:

$$[\dot{X}]=[A][X]+[B][U] \qquad [140]$$

Come caso particolare molto importante si consideri quello della parete esterna. Questa può pensarsi soggetta a due flussi termici: uno esterno e l'altro interno. Il primo è dovuto alla radiazione solare che la colpisce direttamente e i cui effetti risultano combinati con quelli della temperatura esterna, nella temperatura aria-sole T_o definita come :

$$T_o = T_e + \frac{\alpha_e I}{h_e} \qquad [141]$$

La prima equazione assume allora la forma :

$$m_1c_1\frac{dT_1}{d\tau}=\frac{T_e-T_1}{R_{e,1}}-\frac{T_1-T_2}{R_{1,2}}+\frac{\alpha_e I/h_e}{R_{e,1}} \qquad [142]$$

nella quale il termine q_e è dato da:

$$q_e=\frac{\alpha_e I/h_e}{R_{e,1}} \qquad [143]$$

Il flusso interno è invece solitamente dovuto al contributo della radiazione solare che penetra dalle vetrature e giunge sulla faccia interna della parete.

Per il calcolo del flusso interno dovuto alla radiazione solare entrante conviene ragionare come già indicato in precedenza. Si consideri, infatti, inizialmente il semplice modello della sfera di *Ulbricht*, (vedi *Fisica Tecnica*). Sotto l'ipotesi di diffusione perfetta all'interno della sfera, il flusso q_i *incidente* sulla generica superficie *i-ma* vale:

$$q_i \equiv \frac{\Phi_i}{A_i}=\frac{\Phi_{tot}}{A_{tot}}=\text{Costante} \qquad [144]$$

con:

$$\Phi_{tot}=\Phi_{dir}+\Phi_{ind}$$

Ma risulta anche:

$$\Phi_{dir}=S \qquad (\text{S = Radiazione Solare})$$

$$\Phi_{ind}=S\rho+S\rho^2+S\rho^3+...=S\rho\underbrace{(1+\rho+\rho^2+...)}_{\text{Serie geometrica}}=S\rho\frac{1}{1-\rho} \qquad [145]$$

Pertanto:

$$\Phi_{tot}=\Phi_{dir}+\Phi_{ind}=S+S\rho\frac{1}{1-\rho}=\frac{S}{1-\rho}=\frac{S}{\alpha} \qquad [146]$$

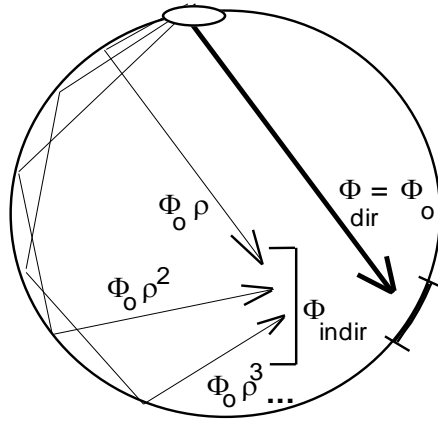



Figura 70: Schematizzazione degli scambi radiativi

Per cavità non sferiche (per es. ambienti di forma prismatica), è lecito sostituire ad α *l'assorbimento medio* $\overline{\alpha}$, definito come :

$$\overline{\alpha} = \sum_i A_i \alpha_i / A_{tot} \qquad [147]$$

Allora per le precedenti relazioni il flusso *assorbito* dalla parete *i-ma* vale:

$$q_s = \alpha_i \, q_i = \alpha_i \frac{\Phi_{tot}}{A_{tot}} = \frac{\alpha_i}{\sum_{k \, pareti} (A\alpha_i)_k} S = \frac{\alpha_i}{\sum_{k \, pareti} (A\alpha_i)_k} \sum_{v \, vetri} (IA\tau f)_v \qquad [148]$$

con:

I_v = radiazione solare incidente (secondo l'esposizione);

A_v = Area del vetro;

τ_v = trasparenza del vetro;

f_v = fattore d'ombra (%).

Si ricordi che all'infrarosso per i materiali da costruzione si può assumere $(\alpha_i)_k \cong 0.9$ .Posto ora, per semplicità :

$$\Gamma = \frac{\alpha_i}{\sum_{k \, pareti} (A\alpha_i)_k} \qquad [149]$$

nella sua espressione completa l'equazione dello strato per l'aria ambiente è del tipo:

$$m_n c_n \frac{dT_n}{d\tau} = \frac{T_{n-1} - T_n}{R_{n,n-1}} - \frac{T_n - T_i}{R_{n,i}} + \Gamma \sum_v I_v S_v \tau_v f_v \qquad [150]$$

Le espressioni operative che sono state date per q_e e q_i impongono ora di modificare la struttura della matrice [B] e del vettore [U]. In linea di principio, infatti, il vettore [U] deve contenere tutte e sole le funzioni note, mentre la matrice [B] tutti i relativi parametri.

Pertanto, a rigore, si ha :

$$[B]=\begin{bmatrix} \frac{K_{e1}}{m_1c_1} & 0 & \frac{\alpha_e/(h_eR_{ei})}{m_1c_1} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{K_{5i}}{m_5c_5} & 0 & \frac{(\Gamma S_v\tau_v f_v)_1}{m_5c_5} & \frac{(\Gamma S_v\tau_v f_v)_2}{m_5c_5} & \dots & \frac{(\Gamma S_v\tau_v f_v)_6}{m_5c_5} \end{bmatrix}, \quad [U]=\begin{bmatrix} T_e \\ T_i \\ I \\ I_1 \\ I_2 \\ \dots \\ I_6 \end{bmatrix} \quad [151]$$

essendo I la radiazione sulla parete verticale esterna e I_1 , I_2 la radiazione solare sulla superficie finestrata 1,2 … etc. appartenente allo stesso locale.

5.14.2 SOLUZIONE DELL' EQUAZIONE FONDAMENTALE

L'equazione fondamentale in forma canonica è dunque un'equazione differenziale del primo ordine non omogenea e a coefficienti costanti. Si assume infatti che le proprietà termofisiche e strutturali delle pareti (e di conseguenza gli elementi delle matrici [*A]* e *[B]*) non cambino nel tempo. È però il caso di osservare subito che il metodo risolutivo di seguito descritto, in quanto fondato sull'integrazione *step-by-step*, è, come si vedrà, applicabile anche nel caso in cui le matrici [A] e [B] siano *tempo-varianti*]. Definite, come già fatto in precedenza, le matrici :

$$[F]=e^{[A]\tau}=[I]+[A]\tau+[A]^2\frac{\tau^2}{2!}+[A]^3\frac{\tau^3}{3!}+\dots \qquad [152]$$

$$[D]=e^{[A]\tau}\int_0^\tau e^{-[A]t}dt\,[B]=\left[[I]\tau+[A]\frac{\tau^2}{2!}+[A]^2\frac{\tau^3}{3!}+[A]^3\frac{\tau^4}{4!}\dots\right][B] \qquad [153]$$

l'equazione canonica diviene:

$$[X]_\tau=[F][X]_o+[D][U]_\tau \qquad [154]$$

La valutazione del vettore [X] nel tempo è dunque ricondotta al calcolo delle serie [152] e [153] che conviene effettuare per via numerica, cioè tramite un'integrazione *step-by-step*, eseguibile mediante un calcolatore. A questo scopo si osservi che nelle precedenti espressioni la variabile "τ" è da interpretarsi come l'intervallo (0-τ), nell'intorno dello zero, entro il quale è lecito approssimare l'esponenziale con uno sviluppo in serie.

Nel caso pertanto di un'integrazione *step-by-step*, all'intervallo (0-τ) va sostituito l'intervallo (τ+Δτ)-τ ossia nelle precedenti relazioni alla variabile "τ" la variabile "Δτ"; quest'ultima viene ad assumere allora il significato di passo (*step*) temporale di calcolo. Le nuove matrici [F] e [D] si presentano dunque nella forma :

$$\begin{aligned}[F]&=[I]+[A]\Delta\tau+[A]^2\frac{\Delta\tau^2}{2!}+[A]^3\frac{\Delta\tau^3}{3!}+\dots \\ [D]&=\left[[I]\Delta\tau+[A]\frac{\Delta\tau^2}{2!}+[A]^2\frac{\Delta\tau^3}{3!}+[A]^3\frac{\Delta\tau^4}{4!}\dots\right][B]\end{aligned} \qquad [155]$$

Resta infine da considerare il fatto che i precedenti sviluppi sono serie infinite. Si deve pertanto dare un criterio per stabilire quanti termini della serie prendere in conto. Il numero di termini che occorrerà includere è quello sufficiente affinché tra due matrici di ordine successivo *(n, n+1*), elementi omologhi (cioè di uguale indice di riga e colonna (*r,c*)) differiscano meno di una quantità ε piccola a

piacere. Operativamente, la sommatoria si potrà arrestare quando per ogni elemento di *D* ed *F* valgano le relazioni:

$$\left|D^{n}_{r,c} - D^{n+1}_{r,c}\right| < \varepsilon \qquad \text{per qualunque } (r,c)$$
$$\left|F^{n}_{r,c} - F^{n+1}_{r,c}\right| < \varepsilon \qquad \text{per qualunque } (r,c) \qquad [156]$$

In un procedimento di calcolo del tipo step-by-step l'equazione [154] assume allora la forma:

$$[X]_{\tau} = [F][X]_{\tau-\Delta\tau} + [D][U]_{\tau} \qquad [157]$$

che è l'equazione risolutiva del problema. Essa correla lo stato del sistema all'istante "τ" con quello dell'istante immediatamente precedente "τ-$\Delta\tau$". Osserviamo ancora che le *[F]* e *[D]* possono essere aggiornate ad intervalli prefissati (al limite ogni istante), ciò che permette di superare il problema di avere matrici tempo-varianti.

Tale problema si pone se, per esempio, venissero presi in conto effetti radiativi (sugli strati estremi1 della parete). In tal caso infatti si avrebbero termini del tipo $\sigma\, \varepsilon_k\, (T^4_k - T^4_{mr})$, con ε_k e T_k rispettivamente emissività e temperatura della parete *k-ma* e T_{mr} temperatura media radiante dell'ambiente. Questi termini andrebbero scomposti come segue :

$$\sigma\, \varepsilon_k\, (T^4_k - T^4_{mr}) = \sigma\, \varepsilon_k\, (T_k + T^+_{mr})(T^2_k + T^2_{mr})\,(T_k - T^+_{mr}) = \Omega(T^3)(T_k - T^+_{mr}) \qquad [158]$$

avendo indicato con $\Omega(T^3)$ una funzione dipendente dalla terza potenza della temperatura. Fattori del tipo $\Omega(T^3)$ andrebbero quindi a far parte della matrice [A] rendendola *tempo-variante*, assieme ad *[F]* e *[D]*. Data però, nel caso in esame, la dipendenza solitamente poco marcata tali matrici dal tempo, è sufficiente aggiornarle non ad ogni istante di calcolo ma ad intervalli più lunghi, a seconda della inerzia termica del sistema. Per le pareti degli edifici tale problema è comunque irrilevante, potendosi assumere costanti nel tempo le proprietà dei materiali e potendosi, in prima approssimazione, trascurare gli effetti radiativi.

5.14.3 LA DISCRETIZZAZIONE SPAZIO-TEMPORALE

Come già accennato, tutti i modelli *linearizzati* presentano il problema della discretizzazione spazio-temporale. È anzi opportuno sottolineare che l'accuratezza del metodo è influenzata dalla schematizzazione che si fa del sistema in esame e cioè in particolare dalla discretizzazione spaziale della parete e dalla scelta del passo temporale di calcolo.

Ora, dallo studio dei metodi approssimati della trasmissione del calore è noto che, affinché la risposta in transitorio di uno strato di materiale omogeneo sia indipendente dal passo temporale e spaziale di calcolo, occorre che sussista la relazione seguente :

$$Fo = \frac{a\tau}{s^2} = \frac{k\,\tau}{\rho c s^2} << \frac{1}{2} \qquad [159]$$

Qui si è indicato con "*Fo*" il *Numero di Fourier*, "*s*" lo spessore dello strato e "*a*" la *diffusività termica*. Si osservi ora che i comuni materiali da costruzione presentano mediamente una diffusività termica dell'ordine di *1/100* (m^2/h). Pertanto, imponendo, per esempio, Fo<0.01, per uno spessore (massimo) *s = 10* cm, risulta un passo temporale $\Delta\tau$ dell'ordine di 1/100 di ora.

Nel caso di uno strato costituito invece da un'intercapedine d'aria, $\Delta\tau$ scende a valori dell'ordine di 1/1000 di ora. A titolo indicativo si può adottare $\Delta\tau$ = 0.005 ore e $\Delta\tau$ = 0.05 ore per pareti rispettivamente con e senza intercapedine d'aria. Sebbene apparentemente oneroso dal punto di vista dei tempi di calcolo, il metodo risulta invece assai veloce nella simulazione del transitorio termico dal momento che, ritenute costanti le proprietà termofisiche dei materiali, le matrici *[F]* e *[D]* possono essere calcolate una sola volta "a *priori*". Il calcolo pertanto si risolve nell'aggiornamento del vettore di stato, al variare delle condizioni esterne, secondo l'equazione (52).

5.14.4 CALCOLO DEI FLUSSI TRASMESSI

In base alla procedura appena vista è comunque possibile calcolare in ogni istante la temperatura del punto medio di ogni strato. Si procederà adesso la calcolo del flusso trasmesso attraverso la parete. Con riferimento alla Figura 71, detto T'_n il valore della temperatura sulla superficie dello strato estremo, si può imporre che il calore, trasmesso per conduzione all'interno dello strato, sia trasferito poi per convezione da questo all'aria ambiente, attraverso il coefficiente *liminare* h_i.

Allora, trascurando il termine di accumulo nel *semistrato*, il bilancio energetico porge:

$$-k_n \frac{T'_n - T_n}{s_n / 2} = h_i (T'_n - T_n) \qquad [160]$$

Dalla quale, detto :

$$C = \frac{2 k_n}{s_n h_i}$$

si ricava :

$$T'_n = \frac{C T_n + T_i}{1 + C} \qquad [161]$$

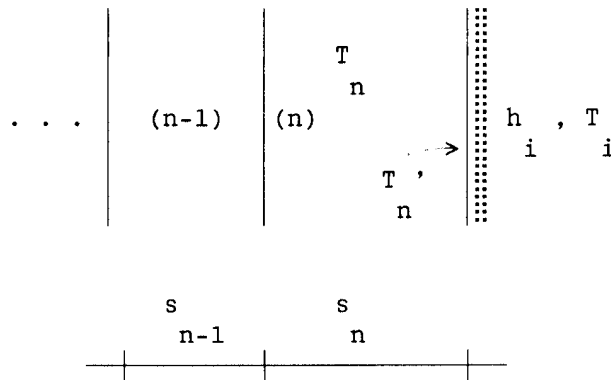



Figura 71: Schematizzazione della parete multistrato

E infine:

$$q_{si} = h_i (T'_n - T_i) \qquad [162]$$

la quale consente il calcolo del calore scambiato in ogni istante tra la parete e l'ambiente interno. Analoga procedura si può seguire per il calcolo del flusso trasmesso dalla faccia esterna della parete. Per cui :

$$q_{se} = h_e (T'_1 - T_{as}) \qquad [163]$$

5.14.5 LE EQUAZIONI DEL MODELLO GENERALE DI CALCOLO

Siamo ora in grado di sviluppare il modello generale per l'analisi del transitorio termico dell'ambiente. A questo scopo osserviamo che per ogni singola parete è dunque possibile scrivere un'equazione di stato del tipo [140]. Mettendo a sistema tali equazioni, si ottiene :

$$\begin{cases} [\dot{X}]_1 = [A]_1 [X]_1 + [B]_1 [U]_1 \\ [\dot{X}]_2 = [A]_2 [X]_2 + [B]_2 [U]_2 \\ \ldots \\ [\dot{X}]_k = [A]_k [X]_k + [B]_k [U]_k \end{cases} \qquad [164]$$

Il sistema complessivo è ancora del tipo:

$$[\dot{X}] = [A]\,[X] \; + [B]\,[U] \qquad [165]$$

e può quindi essere risolto con i metodi cui sopra. In particolare sarà possibile ottenere le temperature superficiali interne T'_i di ogni parete. Si può ora formulare l'equazione di bilancio energetico globale dell'aria interna. Con riferimento alla Figura 72, il bilancio energetico globale porge:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{d\tau} = \sum_j Q_j(\tau) \qquad [166]$$

dove : $m_a c_a = \rho_a c_a V$ è la capacità termica dell'aria ambiente, esplicitata a secondo membro in funzione del volume ambiente V. Inoltre si può scrivere il seguente bilancio:

$$\sum_j Q_j(\tau) = Q_{\substack{sorg.\\int.}}(\tau) + Q_{imp.}(\tau) + Q_{pareti}(\tau) + Q_{vent.}(\tau)$$

$$= Q_{\substack{sorg.\\int.}}(\tau) + Q_{Imp.}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\k}} A_k h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau))\,_k + m_{ventil.} c_e \; T_e(\tau) - T_a(\tau) \qquad [167]$$

Figura 72: Bilancio energetico per l'aria interna all'ambiente

Il termine differenziale $dT_a / d\tau$ può approssimarsi ad una quantità finita attraverso la scrittura del rapporto incrementale e sotto l'ipotesi che il passo temporale di calcolo sia comunque piccolo. Per cui :

$$\frac{dT_a}{d\tau} \xrightarrow[\substack{\text{se } \Delta\tau \\ \text{è piccolo}}]{} \frac{T_a(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)}{\Delta\tau} \qquad [168]$$

Sotto questa stessa ipotesi è altresì lecito approssimare tutti i termini $T_a(\tau)$, che figurano a secondo membro, con $T_a(\tau - \Delta\tau)$. Si ottiene così l'***equazione della temperatura interna*** in regime dinamico :

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) + \frac{\Delta\tau}{\rho_a c_a V}\left\{ Q_{\substack{sorg.\\int.}}(\tau) + Q_{imp.}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\k}}^{n} A h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))\,_k + m_{vent.} c_e \; T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau) \right\}$$

[169]

Se l'ambiente è termostatizzato alla temperatura T_r = costante, allora, essendo:

$$T_a(\tau) = T_a(\tau - \Delta\tau) = T_r \qquad [170]$$

si ottiene l'***equazione del carico termico*** $Q_{imp}(\tau)$ in regime dinamico:

$$Q_{imp}(\tau) = Q_{\substack{sorg.\\int.}}(\tau) + \sum_{\substack{parete\\k}} \left[A\, h_{oi}(T_{si}(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau))\right]_k + m_{ventil.} c_e \left[T_e(\tau) - T_a(\tau - \Delta\tau)\right] \qquad [171]$$

5.14.6 FLOW-CHART DEL CODICE DPM

Il codice DPM è strutturato in tre sezioni principali:

1. Sezione di ingresso dei dati per l'edificio (sia delle pareti che del sito e del clima esterno);
2. Calcolo delle Matrici di stato e risoluzione del transitorio termico;
3. Sezione di stampa e plottaggio dei risultati.

La prima sezione è quella nella quale si richiede la partecipazione (attiva) dell'operatore: egli deve fornire al programma una serie di dati relativi sia all'edificio sia al microclima esterno.

In particolare si richiedono le stratigrafie delle pareti (esterne ed interne) nonché i dati necessari all'individuazione dei carichi termici (se desiderato) o di semplice transitorio termico.

In pratica si ha lo schema logico (detto *flow-chart*) di Figura 73.

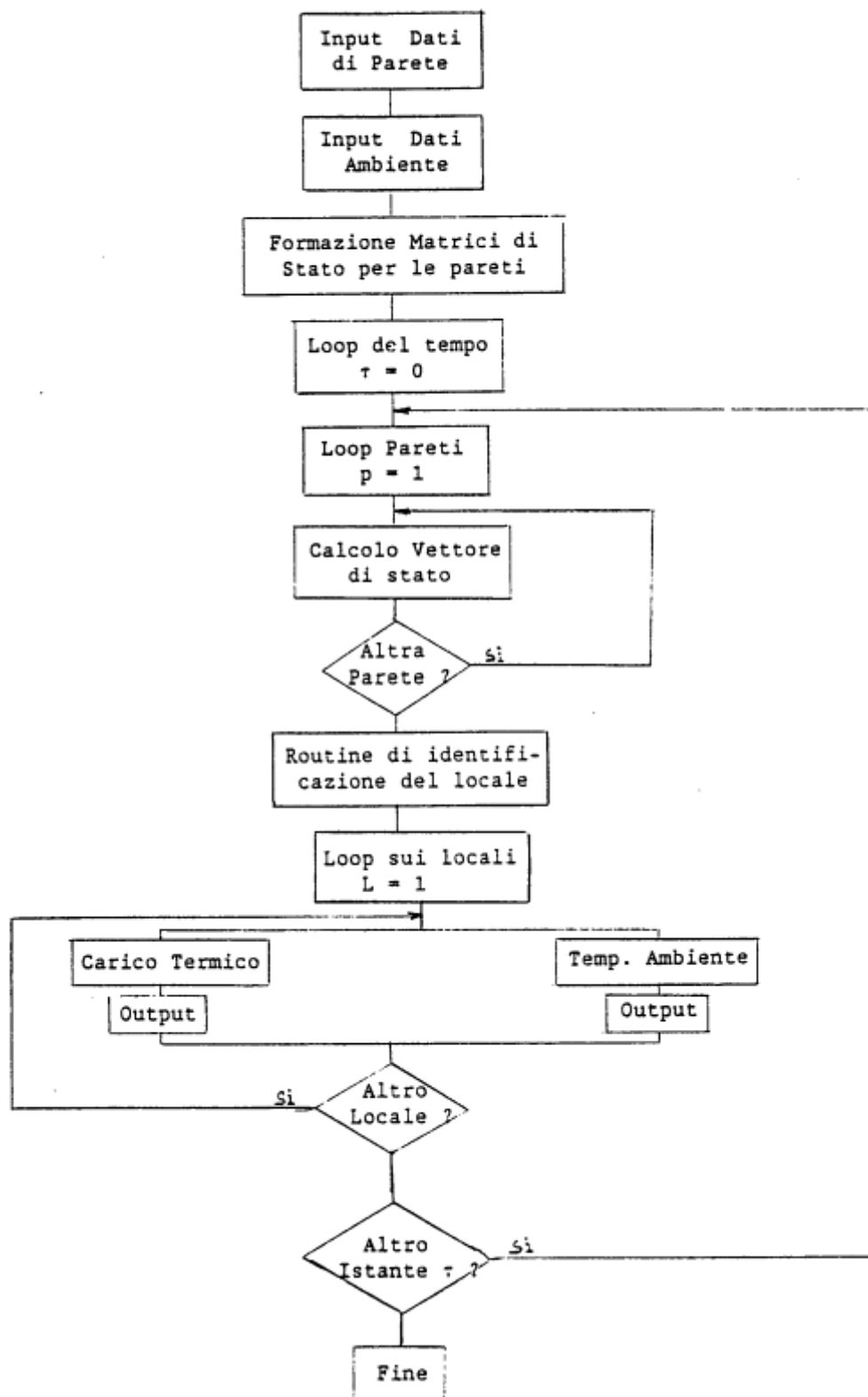



Figura 73 :Schema logico del codice di calcolo DPM

5.15 MODELLI AMBIENTALI COMPLESSI DI TIPO *MULTI - ROOM*

Lo studio del transitorio termico di un edificio risulta notevolmente complesso, sia in termini di equazioni globali che di difficoltà di risoluzione, per cui occorre inizialmente affrontare il problema della scrittura e della riduzione di un *modello di stato* atto alla simulazione della temperatura e del carico termico in edifici costituiti da più ambienti termicamente interagenti, quale si suppone sia un edificio pubblico o industriale. Tale problema, già precedentemente affrontato dall'ex *Gruppo*[38] *di Fisica Tecnica* della Facoltà di Ingegneria di Catania, relativamente ad un singolo ambiente presenta difficoltà di tipo computazionale ben maggiori poiché con il crescere del numero di ambienti anche le dimensioni delle matrici che costituiscono il modello crescono enormemente.

In questo paragrafo viene riportata in forma sintetica la tecnica di riduzione dei modelli di calcolo formulati per ogni ambiente seguita nell'ambito della presente ricerca. Per ogni ambiente si scrivono le equazioni di bilancio energetico relative agli elementi disperdenti (pareti[39], pavimenti, soffitti, aperture,..) che vengono poi opportunamente poste nella forma canonica delle *Equazioni di Stato*.

Le matrici di *stato* e di *trasferimento* sono poi sottoposte al procedimento di riduzione del modello che riduce fortemente il numero di equazioni originali; le matrici così ridotte vengono poi opportunamente assemblate per dar luogo alle corrispondenti matrici globali ridotte del sistema *multi-room*. Il simbolismo adottato è il seguente:

·	k	indice ambiente	$P_k(\tau)$	carico termico k.mo ambiente,W
·	ρ_a	densità dell'aria, kg/m³	S_i	superficie i.ma, m²
·	c_a	calore specifico dell'aria, kJ/kg.K	$T_{si}(\tau)$	temperatura sup. interna i.ma par.
·	V_{ak}	volume ambiente k.mo, m³	n_k	numero ricambi d'aria ambiente k.mo
·	τ	tempo, s	nv	numero superficie vetrata
·	Tr	temperatura int. Termostato	S_{vj}	j.ma superficie vetrata, m²
·	np_k	n. pareti k.mo ambiente	K_{vj}	trasmittanza j.ma sup. vetrata, W/m².K
·	hi	coefficiente convezione, W/m².K	$T_e(\tau)$	temperatura esterna, °C
	ns_i	n. strati parete i.ma	$E_k(\tau)$	energia necess. per termost. amb. K.mo.

Il modello matematico canonico (equazioni di stato) per un ambiente, riferito al generico ambiente k-esimo di un insieme di N ambienti termicamente interagenti, avrà la forma seguente:

$$[\mathbf{C}]_k \dot{\mathbf{T}}_k = [\mathbf{A}]_k \mathbf{T}_k + [\mathbf{B}]_k \mathbf{U}_k \qquad [172]$$

ove :

- $[\mathbf{C}]_k$ è la matrice delle capacità termiche del *k.mo* ambiente;
- $[\mathbf{A}]_k$ è la matrice di stato del *k.mo* ambiente;
- $[\mathbf{B}]_k$ è la matrice di trasferimento del *k.mo* ambiente;
- $\mathbf{T}_k$ è il vettore di stato del *k.mo* ambiente;
- $\dot{\mathbf{T}}_k$ derivata temporale del vettore di stato del *k.mo* ambiente;
- $\mathbf{U}_k$ vettore di ingresso del *k.mo* ambiente.

Le matrici **[A], [B], [X], [U]** per una generica parete, come rappresentata in Figura 66, di un generico ambiente sono date da:

---

[38] Il *Gruppo di Fisica Tecnica* della Facoltà di Ingegneria di Catania che ha partecipato alla presente ricerca era così composto: *Prof. Ing. Giuliano Cammarata, Prof. Ing. Luigi Marletta, Prof. Ing. Alberto Fichera, Ing. Luigi Cammarata, Ing. Franco Forgia*

[39] Le equazioni di stato di ciascuna parete è scritta nella forma *a parametri distribuiti*, nel senso che il bilancio energetico della parete è attuato per ciascun elemento che la costituisce. Ciò consente di tenere conto della stratigrafia dei materiali e degli effetti di accumulo termico nei riguardi del transitorio. Il sistema complessivo di equazioni che descrivono l'intero edificio risulta, per conseguenza, notevolmente appesantito nel numero per effetto della moltiplicazione dei bilanci relativi a ciascuna parete. Pur tuttavia si è preferito seguire questa via di calcolo rispetto a quella a *parametri concentrati* per meglio tenere conto degli effetti della stratigrafia delle pareti e in particolare della posizione degli isolamenti termici.

$$[A]=\begin{bmatrix} -\frac{K_{e,1}+K_{1,2}}{m_1c_1} & \frac{K_{1,2}}{m_1c_1} & 0 & 0 & 0 \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ 0 & \frac{K_{j-1,j}}{m_jc_j} & -\frac{K_{j-1,j}+K_{j,j+1}}{m_jc_j} & \frac{K_{j,j+1}}{m_jc_j} & 0 \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ 0 & 0 & 0 & \frac{K_{n-1,n}}{m_nc_n} & -\frac{K_{n-1,n}+K_{n,i}}{m_nc_n} \end{bmatrix}$$

$$[B]=\begin{bmatrix} \frac{K_{e,1}}{m_1c_1} & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{n,i}}{m_nc_n} & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[\mathbf{C}]=\begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & C_{np} \end{bmatrix}$$

$$[X]=[T_1 \;\; T_2 \;\; T_3 \;\; T_4 \;\; \ldots\ldots\ldots \;\; T_{n-1} \;\; T_n]^T$$

$$[U]=[T_e \;\; T_i \;\; q_e \;\; q_i]^T$$

ove con K_{ij} si indicano le *trasmittanze* fra l'elemento i e l'elemento *j* della parete, il pedice *e* è l'esterno e *i* l'interno. I prodotti m_ic_i indicano le capacità termiche dei singoli strati. Il vettore di stato **[X]** è dato dalle temperature superficiali dei singoli strati, la matrice **[C]** è la matrice delle capacità termiche dei singoli strati ed il vettore degli ingressi **[U]** è dato dalle temperature esterne ed interne ed i flussi termici superficiali scambiati. I coefficienti di adduzione interno e convettivo esterno nonché la temperatura aria-sole, infatti, hanno la seguente forma:

$$h_i=\alpha_{ci}+\frac{\sigma\varepsilon_l\left(T_{si}^4-T_{mr}^4\right)}{T_{si}-T_a}=\alpha_{ci}+\alpha_{ri}$$

dove αci e αri sono rispettivamente i coefficienti convettivo e radiativo interni.

$$h_e=\alpha_{ce}+\frac{\sigma\varepsilon_l\left(T_{se}^4-T_e^4\right)}{T_{se}-T_e}=\alpha_{ce}+\alpha_{re}$$

dove α_{ce} e α_{re} sono rispettivamente i coefficienti convettivo e radiativo esterni;

$$T_0=T_e+\frac{\alpha_e I}{h_e}+\frac{\sigma a_l}{h_e}\left(F_{p-c}T_c^4+\left(1-F_{p-c}\right)T_t^4-T_e^4\right)\cong T_e+\frac{\alpha_e I}{h_e}$$

Il carico termico del *k-esimo* ambiente sarà ottenuto risolvendo la prima equazione del sistema che avrà la forma seguente:

$$m_ac_a\frac{\mathrm{d}T_a}{\mathrm{d}\tau}=\sum_{n^\circ pareti}h_jS_j\;T_a(\tau)-T_j^{'}(\tau)\;+Q_{\text{int}}(\tau)+Q(\tau)+\left[\sum_{n^\circ vetrate}S_vU_v+n\delta_ac_aV\right]T_e(\tau)-T_a(\tau) \qquad [173]$$

ove T_j è la temperatura relativa alla parete *j-esima*. $Q(\tau)$ e $Q_{int}(\tau)$ sono i flussi immessi convettivamente nell'ambiente da eventuali impianti termici per la climatizzazione e da sorgenti gratuite (luci, persone, ecc.) mentre l'ultimo temine a secondo membro rappresenta la somma dei flussi termici scambiati attraverso le superficie vetrata (U_v è la trasmittanza del vetro), e per ricambio dell'aria ambiente (n è il numero di ricambi orari mentre δ_a è la densità dell'aria). La soluzione dell'equazione di bilancio termico dell'aria dunque ci fornisce l'andamento temporale della temperatura interna. Si osservi inoltre la possibilità, sempre a partire dall'equazione di bilancio dell'aria interna, di calcolare il carico termico necessario per mantenere la temperatura interna pari al valore desiderato.

A tale scopo, ponendo nella precedente equazione $T_a(\tau) = T_r$,dove T_r è appunto la temperatura di riferimento, otteniamo:

$$P_k(\tau) = \frac{dE_k(\tau)}{d\tau} = \sum_{i=1}^{np_k} h_i S_i \left[Tr - T_{si}(\tau) \right] + \left[n_k \rho_a c_a V_{ak} + \sum_{j=1}^{nv} S_{vj} K_{vj} \right] \left(Tr - T_e(\tau) \right) \qquad [174]$$

Com'é noto, l'equazione [174] rappresenta ***l'equazione di bilancio energetico dell'aria ambiente scritta per la determinazione del carico termico*** qui esplicitamente indicato come derivata temporale dell'energia E_k che occorre riversare nell'ambiente *k-esimo* per mantenerne la temperatura interna pari al valore di *termostato*[40] *Tr*. In questo caso tale temperatura figura fra gli elementi del vettore d'ingresso mentre la variabile di stato energia E_k figura all'interno del vettore di stato. I suddetti due vettori hanno rispettivamente la forma seguente:

$$\tilde{\mathbf{U}}_k(\tau) = \left[Tr, \Phi_{1-\text{int}}, \Phi_{1-ext}, \Phi_{2-\text{int}}, \Phi_{2-ext}, ..., \Phi_{np_k-\text{int}}, \Phi_{np_k-ext}, T_e \right]_{(\tau)} \qquad [175]$$

$$\tilde{\mathbf{T}}_k(\tau) = \left[E_k, T_{1-1}, T_{1-2}, ..., T_{1-ns1}, T_{2-1}, T_{2-2}, ..., T_{2-ns2}, ..., T_{np_k-1}, ..., T_{np_k-nsnp_k} \right]_{(\tau)}$$

dove:

- T_{j-r} è la temperatura dello strato *r.mo* della *j.ma* parete, (°C), *(r =r(j)=1,2,…,nsj*
- nsj numero di strati della *j.ma* parete, *(j=1,2,….,* np_k)
- Φ^{ext}_j flusso radiativo esterno sulla *j.ma* parete, (W/m^2)
- Φ^{int}_j flusso radiativo interno sulla *j.ma* parete, (W/m^2)

E' bene osservare che la numerazione delle pareti è assunta in modo indipendente dall'ambiente di appartenenza.

Nel caso di un tramezzo che separa[41] due ambienti distinti ed interagenti tra loro, l'algoritmo di costruzione delle matrici che figurano nella [172], implementato su personal computer, è in grado di riconoscerli attraverso una coppia di indici attribuiti alla parete stessa.

Si noti poi come il primo termine del vettore di stato, scritto per la determinazione del carico termico, sia l'energia E_k. Il carico termico ambiente, che rappresenta anche l'incognita principale del problema proposto, ne è, come risulta dalla [174], la derivata temporale.

---

[40] In altra sede si sono utilizzate le equazioni di bilancio per descrivere il transitorio termico degli ambienti e dell'edificio. In questa sede il punto di vista è variato: ci interessiamo della potenza necessaria per mantenere un ambiente (e quindi un edificio) alla temperatura costante desiderata. Pertanto la temperatura dell'aria interna si suppone *controllata da un termostato* che ha lo scopo di far variare la potenza ceduta all'ambiente in relazione alle variazioni delle condizioni del microclima esterno. La legge di controllo è oggetto principale della presente ricerca.

[41] Il modello *multi-room* esatto deve tenere conto della variazione delle temperature dell'aria interna di ambienti contigui e pertanto il modello complessivo dell'edificio risulta composto dall'insieme delle equazioni di bilancio di tutti gli ambienti che debbono essere risolte contemporaneamente (sistema). Si tenga ancora presente che, anche quando la temperatura dell'aria risulta fissata ad un valore costante (non necessariamente comune per tutti gli ambienti), i bilanci energetici delle pareti interne influenzano il transitorio termico degli ambienti per effetto delle capacità termiche delle stesse pareti e quindi dell'accumulo termico sia dei singoli ambienti che dell'intero edificio. In effetti la legge di controllo non porta mai ad avere la costanza delle temperature interne ma si ha una oscillazione limitata e controllata) attorno al valore desiderato. In queste oscillazioni di temperatura (di solito dell'ordine del grado Celsius) l'effetto dell'accumulo termico delle pareti interne gioca un ruolo fondamentale.

Per quanto riguarda la matrice di stato $\boldsymbol{A}_k$, si dirà che la sua prima colonna è costituita da zeri in quanto la prima variabile di stato, cioè la funzione energia **E(τ),** non figura esplicitamente nel sistema. La sottomatrice della matrice $\boldsymbol{A}_k$, ottenuta eliminandone la prima riga (che corrisponde all'equazione del bilancio termico dell'aria interna) e la prima colonna (per i motivi visti sopra), presenta come importanti caratteristiche l'essere definita negativa, simmetrica e tridiagonale. La matrice di trasferimento $\boldsymbol{B}_k$ contiene i coefficienti della temperatura **Tr** di termostato ed i coefficienti dei rimanenti termini del vettore d'ingresso. Essa ha tante righe quanti sono gli elementi del vettore di stato e tante colonne quanti sono gli elementi del vettore d'ingresso. Il modello così scritto può essere sottoposto a riduzione secondo due metodi che sono :

Primo metodo

- determinazione degli autovalori della matrice di stato completa di ordine Nk *x* Nk
  - costruzione del modello ridotto che simuli l'andamento della funzione E_k come primo elemento del vettore di stato di dimensione *1x Nk*;
- derivazione della funzione **E (τ)** per ottenere il carico termico.

Secondo metodo

- determinazione degli autovalori della sottomatrice di ordine (*N-1* x *N-1*) della matrice $\boldsymbol{A}_k$ ottenuta eliminandone la prima riga e la prima colonna;
- costruzione del modello ridotto (ordine 2 o 3) che simuli un sottovettore (1 *x Nk-1*) del vettore di stato ottenuto eliminandone il primo elemento (cioè la funzione **E (τ)**);
- sostituzione, ad ogni passo di calcolo, degli elementi di tale sotto vettore nell'equazione [174] di bilancio energetico dell'aria e determinazione diretta dell'andamento del carico termico (primo membro della [174]).

Il secondo modo é preferibile sia perché elimina il passaggio relativo alla derivazione della funzione **E(τ)**, sia perché permette di evitare alcune complicazioni di ordine computazionale insite nel primo modo. Tramite questo tipo di procedure è possibile ridurre il modello descrittivo di ciascun ambiente ad un ordine assai esiguo (2 o 3 equazioni) se confrontato con l'ordine del modello di partenza generalmente di alcune decine di equazioni.

5.16 MODELLIZZAZIONE DEGLI AMBIENTI TERMICAMENTE INTERAGENTI

Per avere un'idea dell'efficacia della riduzione del modello, si supponga di voler analizzare il transitorio termico di un appartamento, vedi Figura 74, costituito da 18 ambienti fra di loro variamente interagenti dal punto di vista termico. Il numero totale di pareti è 97, comprendendo sostanzialmente tipologie edilizie quali i tamponamenti esterni verticali, i pavimenti, i soffitti, i tramezzi semplici, tramezzi con intercapedine e i setti irrigidenti del corpo scala in calcestruzzo. Se si volesse seguire un approccio diretto al problema, l'impostazione del modello delle traiettorie di stato richiederebbe la scrittura di un sistema di equazioni differenziali di ordine pari a:

$$Ntot = \left(\sum_{p=1}^{Nptot} \left(ns_p + 1 \right) \right) + 1 \qquad [176]$$

dove *Nptot* è il numero totale di pareti e ns_p é il numero di strati in cui si suppone di suddividere ciascuna parete. Se supponessimo di discretizzare ciascuna parete in 5 strati il modello delle traiettorie di stato richiederebbe ben 583 equazioni differenziali del primo ordine per simulare il transitorio termico dell'edificio di prova. Accanto alle difficoltà di ordine pratico connesse con la gestione di matrici di stato di tale taglia (583 x 583), sorgono delicati problemi in relazione alla scrittura del vettore di ingresso, soprattutto nel caso in cui il modello dovesse essere formulato per simulare l'andamento delle *temperature ambiente*.

In tal caso infatti, la temperatura dell'ambiente 1 dovrebbe figurare non solo come primo elemento del vettore di stato dello stesso ambiente 1 ma anche fra gi elementi dei vettori d'ingresso degli ambienti 2 e 18 interagenti con il primo. E così via per altre situazioni similari. Oltre a ciò occorre considerare che l'ordine del modello fornito dalla [174] è corretto qualora si volesse descrivere l'edificio come un unico ambiente caratterizzato da una massa d'aria complessiva interagente termicamente con le 97 pareti che figurano nella pianta dell'edificio di Figura 74. Se volessimo invece descrivere l'edificio come costituito da 18 ambienti tra loro variamente interagenti, all'interno di ognuno dei quali la temperatura dell'aria evolve in maniera differente dagli altri, il numero di equazioni necessarie aumenterebbe considerevolmente dato *che i tramezzi figurerebbero più volte nella scrittura del modello essendo pareti a comune fra due o più ambienti.*

Una notevole semplificazione nella scrittura del vettore d'ingresso viene introdotta allorquando il modello venga scritto per la simulazione del *carico termico*. In tal caso, infatti, la temperatura ambiente assumerà lo stesso[42] valore per tutti gli ambienti *qualora si supponga che essi vengano mantenuti alla stessa temperatura di termostato*. In ogni caso tale temperatura, adesso indicata come *Tr*, comparirà solo nel vettore d'ingresso e sarà indipendente dalla risposta del sistema. Questo fatto, come è facile comprendere, semplifica notevolmente la scrittura del modello giacché permette di costruire vettori di ingresso indipendenti per ciascun ambiente. Se infatti rimaniamo nell'ipotesi di descrivere l'edificio di prova come un insieme di 18 ambienti interagenti, per ognuno di essi sarà possibile scrivere un modello indipendente caratterizzato da una propria matrice di stato **A** e da una propria matrice di ingresso **B**.

L'accoppiamento termodinamico fra i vari ambienti sarà demandato al solo vettore di ingresso nel quale figureranno, come detto, anche i flussi radiativi che penetrano attraverso le finestrature degli ambienti adiacenti. Così se per esempio in relazione agli ambienti 2 e 3 di Figura 74, scriveremo un modello di ordine 35 (6 pareti con 33 strati complessivi) per il primo ambiente ed un modello di ordine 47 (9 pareti per complessivi 46 strati) per il secondo.

Inoltre i vettori d'ingresso saranno a 14 e 18 elementi rispettivamente (Tr , $\Phi_{\text{int}}, \Phi_{ext}$ per ciascuna parete e *Te*). Attraverso tale procedura i due modelli saranno allora caratterizzati da variabili di stato distinte sebbene, a rigore, le temperature degli strati del tramezzo n°8 siano fisicamente le stesse per i due sistemi, e da vettori d'ingresso indipendenti. A questi ultimi è demandato l'accoppiamento termodinamico relativamente alle componenti che rappresentano i flussi radiativi che incidono sulle due superfici dello stesso tramezzo n° 8. La procedura qui descritta si risolve in questo caso nella scrittura di 18 sistemi indipendenti che lavorano in parallelo e che sono *accoppiati dalla sola identità numerica, ma non matematica, di alcuni degli ingressi*. Costruite pertanto le matrici di stato e di trasferimento di ciascun ambiente, esse possono essere assemblate in una matrice di stato ed in una matrice di ingresso globali, descriventi cioè l'intero edificio. La struttura di tali matrici sarà la seguente:

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} [\mathbf{A1}] & & & \\ & [\mathbf{A2}] & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \\ & & & & [\mathbf{A18}] \end{bmatrix} \quad ; \quad [\mathbf{B}] = \begin{bmatrix} [\mathbf{B1}] & & & \\ & [\mathbf{B2}] & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \\ & & & & [\mathbf{B18}] \end{bmatrix} \qquad [177]$$

Analogamente i vettori di stato e di ingresso avranno la forma seguente:

$$[\mathbf{T}] = \begin{bmatrix} [\mathbf{T1}] \\ [\mathbf{T2}] \\ \vdots \\ \vdots \\ [\mathbf{T18}] \end{bmatrix} \quad ; \quad [\mathbf{U}] = \begin{bmatrix} [\mathbf{U1}] \\ [\mathbf{U2}] \\ \vdots \\ \vdots \\ [\mathbf{U18}] \end{bmatrix} \qquad [178]$$

[42] Questa ipotesi non limita il ragionamento potendosi avere leggi di controllo della temperatura ambiente diversa per ciascun ambiente. E in effetti il modello multi-room qui utilizzato (vedi nel prosieguo) prevede proprio l'indipendenza nel transitorio di ciascuno ambiente.

Fra gli svantaggi di tale approccio, il maggiore consiste nel fatto che vengono introdotte variabili di stato in esubero poiché, come già osservato, le temperature degli strati relativi ai tramezzi figureranno tante volte quanti sono gli ambienti separati dallo stesso tramezzo.

Questo inconveniente si risolve in sede di riduzione del modello, poiché l'algoritmo predisposto riconosce automaticamente le variabili in esubero attraverso l'individuazione degli autovalori degeneri della matrice di stato globale, cioè delle radici multiple del polinomio caratteristico di quest'ultima.

Per ottenere l'andamento del carico termico di ciascun ambiente si dovranno poi costruire le matrici di accoppiamento che, nel caso del criterio di assemblaggio testé illustrato, altro non sono che le prime righe ($[\mathbf{R_1A_i}]$,$[\mathbf{R_1B_i}]$) delle matrici di stato e di ingresso di ciascun ambiente.

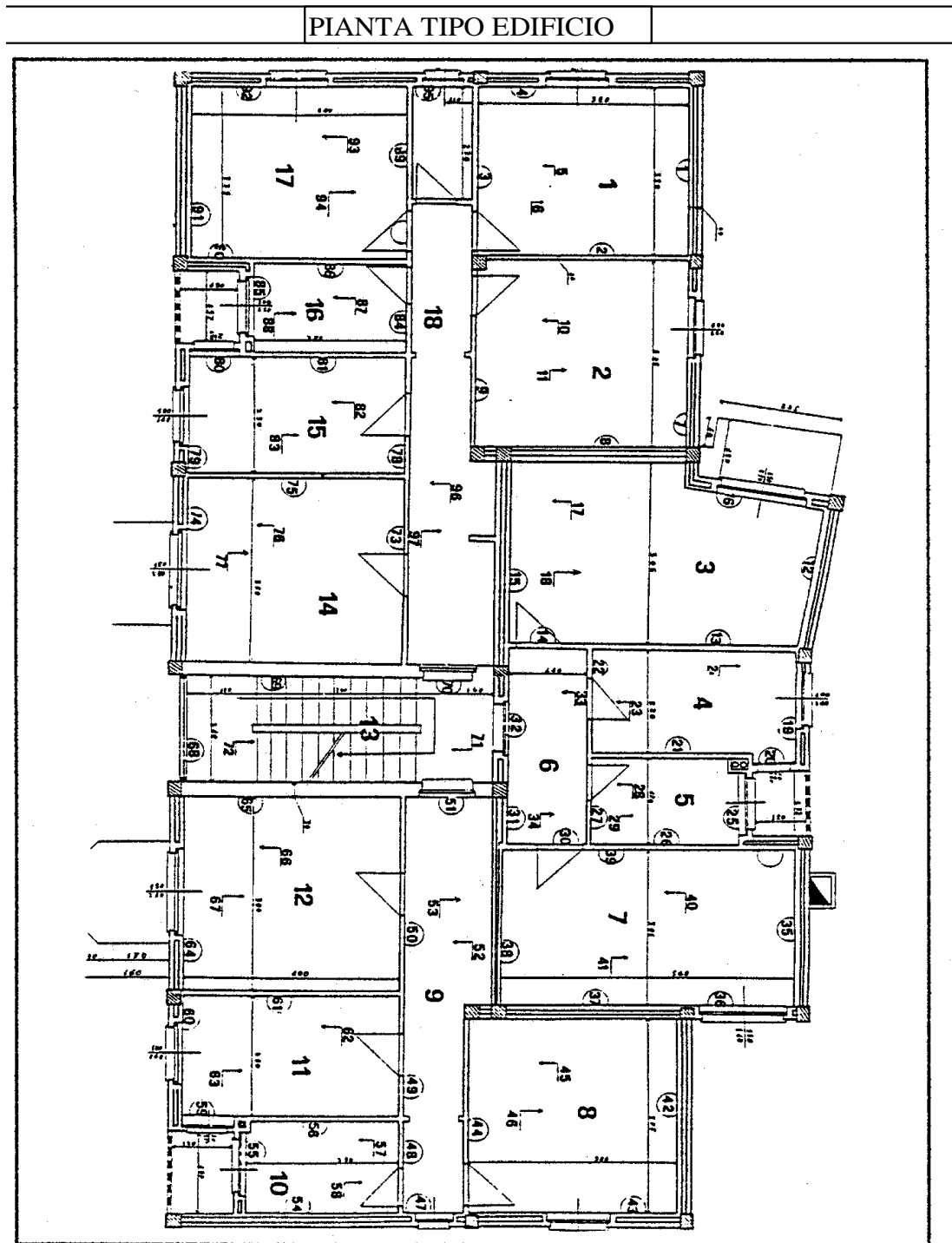



Figura 74: Pianta edificio tipo Ispra

In definitiva l'edificio preso in esame sarà descritto da un modello matematico avente la seguente forma:

$$\left[[\dot{\mathbf{T}}] \right] = [\mathbf{A}] * [\mathbf{T}] + [\mathbf{B}] * [\mathbf{U}] \qquad [179]$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ P_{18} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R1A1} & & & & \\ & \mathbf{R1A2} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \mathbf{R1A18} \end{bmatrix} [\mathbf{T}] + \begin{bmatrix} \mathbf{R1B1} & & & & \\ & \mathbf{R1B2} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \mathbf{R1B18} \end{bmatrix} [\mathbf{U}] \qquad [180]$$

essendo P_1 ....P_{18} i carichi termici dei singoli ambienti.

Una alternativa a tale approccio sarebbe quella, certamente più elegante dal punto di vista formale, di considerare come sottosistemi base del modello globale non gli ambienti ma le pareti.

In tal modo ciascuna parete verrebbe presa in conto una sola volta e non verrebbero introdotte né variabili di stato in esubero né ingressi fra di loro uguali: In tal caso l'ordine del modello si ridurrebbe al valore espresso dalla [176] ma, di contro, la scrittura delle matrici di accoppiamento sarebbe certo più complessa. Lo svantaggio fondamentale insito in tale alternativa è rappresentato dal fatto che l'algoritmo di riduzione dovrà necessariamente operare su di una matrice di stato di ordine elevatissimo (538 x 538) la qual cosa richiederà risorse di calcolo attualmente non ancora alla portata dei comuni personal computer. Come vedremo, invece, il metodo dell'assemblaggio delle matrici-ambiente consentirà di aggirare tale difficoltà.

5.17 RIDUZIONE DEL MODELLO MULTI - ROOM

Come poc'anzi accennato il metodo di assemblaggio delle matrici ambiente permette di evitare i problemi connessi con la gestione e la riduzione di matrici di grossa taglia. Dato che le sotto matrici che figurano nelle equazioni di stato anzi dette descrivono *sistemi fra di loro fisicamente interagenti ma completamente indipendenti dal punto di vista matematico*, appare evidente come essi possano essere ridotti separatamente per dar luogo, ancora una volta per assemblaggio diagonale, ad una matrice globale ridotta che descriva l'edificio multi-room in esame.

Ogni ambiente è sottoposto a riduzione secondo la procedura sopra descritta. Per quanto riguarda il metodo matematico di riduzione utilizzato esso consiste dapprima nella trasformazione del modello in forma bilanciata e quindi alla sua approssimazione tramite il metodo della perturbazione singolare. La determinazione dell'ordine di riduzione è avvenuta per confronto fra gli output dei modelli ridotti e quelli dei modelli completi. Alla fine di tale fase disponiamo dunque di un set di modelli ridotti. Assemblando le matrici di stato ridotte e le matrici di trasferimento ridotte secondo gli schemi riportati in precedenza, otteniamo una matrice di stato globale ridotta di ordine 43 x 43, ed una matrice di ingresso globale ridotta di ordine 43 x 296 che rappresenteranno appunto le matrici del modello multi-room globale ridotto.

A queste matrici, ovviamente, occorrerà affiancare le matrici degli accoppiamenti che saranno ottenute assemblando, ancora in diagonale, le prime righe delle matrici di stato ridotte e delle matrici di ingresso ridotte ($[\mathbf{r_1 a_i}]$,$[\mathbf{r_1 b_i}]$) rispettivamente. Avremo pertanto per il modello globale ridotto:

$$\left[[\dot{\mathbf{T}}] \right] = [\mathbf{a}] * [\mathbf{T}] + [\mathbf{b}] * [\mathbf{U}] \qquad [181]$$

$$\begin{bmatrix} P'_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ P'_{18} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r1a1} & & & & \\ & \mathbf{r1a2} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \mathbf{r1a18} \end{bmatrix} [\mathbf{T}] + \begin{bmatrix} \mathbf{r1b1} & & & & \\ & \mathbf{r1b2} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & \ddots & \\ & & & & \mathbf{r1b18} \end{bmatrix} [\mathbf{U}] \qquad [182]$$

dove P'_1,...........P'_{18}, rappresentano i *carichi termici ambiente* forniti dai modelli ridotti.

Le dimensioni delle matrici ridotte nella (7) saranno: $\boldsymbol{a}$ =[43x43]; [**b**] =[43x 296].

La dimensione delle matrici degli accoppiamenti della [182] sono pari, per l'esempio qui considerato, a [18 x 43] e [18 x 296] rispettivamente. Sommando infine gli elementi P'_i del vettore che figura a primo membro della [182], si ottiene il carico termico globale dell'appartamento di Figura 74, simulato dal modello globale ridotto. Questo modello di ordine 43 è stato sottoposto poi ad un'ulteriore riduzione che ha condotto all'ottenimento di un modello di ordine 18. Tale valore, pari al numero di ambienti, deve ritenersi il minimo ordine raggiungibile all'interno della procedura adottata.

La risposta offerta da quest'ultimo modello, sebbene offra una approssimazione non eccellente del modello completo, può comunque risultare sufficientemente accurata in molti campi applicativi.

5.18 CONCLUSIONI SULLA METODOLOGIA DI RIDUZIONE MULTI -ROOM

Si è qui mostrato un approccio al problema della riduzione dei modelli di stato per la simulazione del carico termico in ambienti termicamente interagenti avente il considerevole pregio di evitare gli oneri computazionali legati alla riduzione diretta del modello globale.

Questo risultato scaturisce dall'aver decomposto il sistema *edificio* in più sottosistemi *ambiente* disposti in parallelo ed operanti in modo indipendente.

Sebbene l'ordine di riduzione ottenibile sia ragguardevole, tuttavia il modello ridotto presenta ancora dimensioni troppo elevate ([43 x 43], [18 x 18]) qualora lo scopo di tale riduzione sia quello della successiva identificazione del modello di risposta dell'intero edificio.

E' ancora possibile riduzione del numero degli ingressi che, come già detto, sono indipendenti solo formalmente essendo invece fisicamente riconducibili alle radiazioni solari alle 5 esposizioni Nord Sud Est Ovest ed Orizzontale ed alla temperatura esterna, come indicato nella seguente Figura 75.

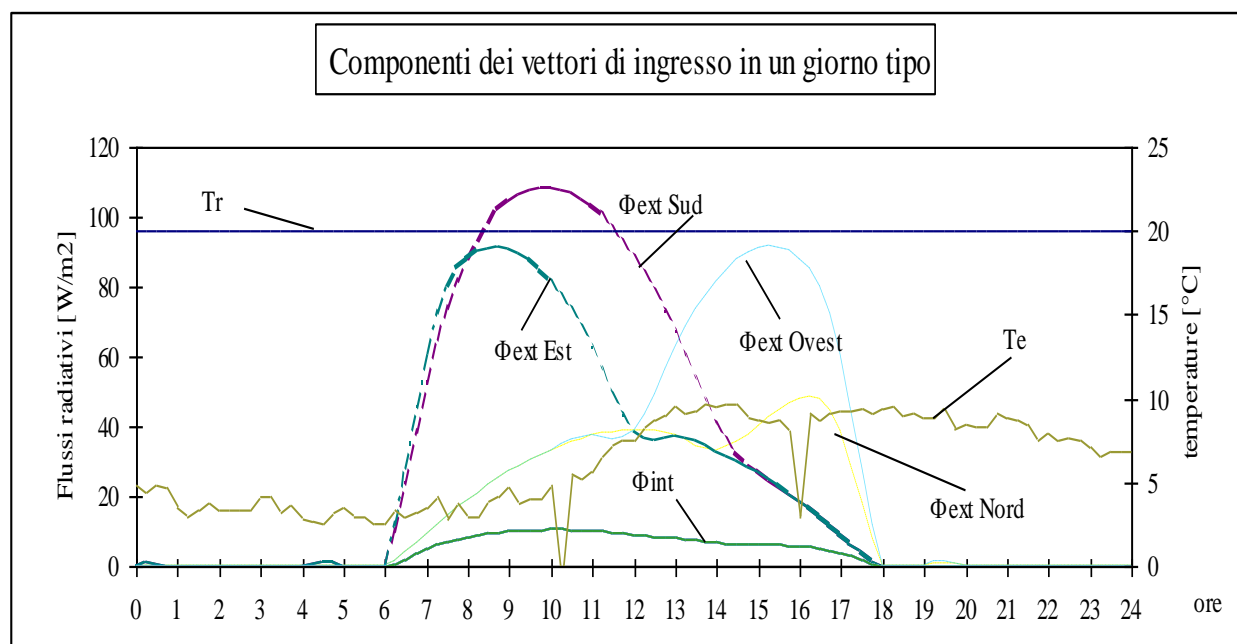



Figura 75: Andamento delle radiazioni per varie esposizioni

Alla luce di queste e altre considerazioni, i modelli dei singoli ambienti non saranno più disaccoppiati, come in precedenza visto, dal punto di vista matematico.

5.19 ANALISI DEL TRANSITORIO TERMICO NEGLI EDIFICI MULTI - ROOM

Si é già sottolineata l'importanza che nell'ambito degli studi relativi all'energetica degli edifici riveste l'analisi del transitorio termico di più ambienti termicamente interagenti.

Infatti i modelli matematici rigorosi cui normalmente si fa ricorso affiancano il più delle volte ad una grande accuratezza un onere computazionale non affrontabile con gli ordinari strumenti di calcolo.

Ciò, com'è noto, è dovuto all'elevatissimo numero di equazioni differenziali e di variabili che entrano in gioco in tali modelli.

Dopo aver analizzato, nella prima parte di questa relazione, le problematiche inerenti la riduzione dei modelli si è proposta ora una metodologia (che può definirsi del tutto innovativa ed originale) per la determinazione di modelli matematici compatti per la previsione dell'andamento temporale del carico termico in edifici complessi in regime periodico stabilizzato.

Tale metodologia consiste nella ***determinazione di un edificio ad un unico ambiente (monoroom equivalente) la cui risposta in transitorio termico è molto prossima a quella dell'edificio reale (multi-room),*** e nella successiva riduzione del modello che ne descrive la risposta durante il transitorio.

Grazie a tale riduzione si dispone di un modello costituito da due o tre equazioni[43] che approssima con elevata precisione il modello originario per il quale era richiesta invece la gestione di diverse centinaia di equazioni differenziali.

Il metodo descritto vuole altresì porsi come alternativa a quello della massa efficace, ormai da tempo noto in letteratura. L'importanza della riduzione globale del numero di equazioni a due o tre solamente (dalle centinaia di partenza di un edificio *multi-room*) consiste nella possibilità di potere realizzare un controller di tipo *adattativo* che può scegliere la migliore strategia di controllo ambientale non solo in funzione del settaggio dei parametri di base ma anche, e soprattutto, in funzione dell'evoluzione delle condizioni microclimatiche interne.

Per l'analisi in transitorio degli edifici i modelli matematici di tipo differenziale noti in letteratura presentano generalmente l'inconveniente di essere tanto più complessi quanto più alto è il rigore della descrizione e quanto più grande è il numero di componenti edilizi costituenti l'edificio.

Un ulteriore elemento di complessità è poi dovuto all'esigenza di descrivere il comportamento di più ambienti contigui termicamente interagenti all'interno dell'edificio. Da questo punto di vista è ben nota l'importanza delle masse interne, costituite dai solai e dai tramezzi, sottoposte sia ai flussi termici radiativi a bassa lunghezza d'onda rappresentati dalla radiazione termica dei componenti a bassa temperatura riscaldati dalla solare penetrante attraverso le superfici trasparenti, sia ai flussi radiativi ad alta lunghezza d'onda dovuti alla radiazione mutua fra le pareti. Proprio la modellizzazione delle masse interne rappresenta uno dei problemi più complessi nell'ambito della costruzione dei modelli dinamici dell'edificio. Alcuni autori hanno affrontato il problema della modellizzazione degli edifici in transitorio termico attraverso l'introduzione del concetto di **massa efficace** intesa come grandezza caratteristica dell'edificio. In base a tali procedure[44], il modello che descrive l'andamento del carico termico si basa sull'utilizzo di apposite ***funzioni di trasferimento***[45] opportunamente precalcolate e tabellate in funzione della massa efficace dell'edificio e delle masse frontali dei singoli componenti che lo costituiscono. Rimandando alla Letteratura tecnica per un approfondimento dell'argomento, si dirà molto brevemente che la massa efficace **(M)** dell'edificio è una funzione della cosiddetta ***massa efficace primaria (Mp)*** e del ***fattore di massa secondaria (Bs)***, entrambi calcolati a loro volta in funzione delle masse efficaci primarie **(p)** e secondarie **(s)** dei singoli componenti edilizi.

Queste ultime sono grandezze dipendenti unicamente dalla densità e dalla capacità termica degli strati più superficiali[46] della generica struttura giacché, come è noto, solo essi hanno una influenza rimarchevole sui fenomeni di accumulo che avvengono durante il transitorio. In ragione di ciò si definisce uno ***spessore limite (spl)*** oltre il quale si può ritenere che gli strati della struttura non influenzino più la sua risposta alla sollecitazione termica ed in funzione del quale le masse efficaci di cui sopra vengono calcolate.

---

[43] E' opportuno osservare che la riduzione di equazioni di un modello matematico fa perdere di significato reale i coefficienti delle matrici ridotte, nel senso che i valori in esse ritrovati non sono più legati ad un fenomeno fisico (nel nostro caso il bilancio energetico delle pareti) ma da combinazioni matematiche *a pari effetto*, cioè le modificazioni sono tali che il comportamento di alcune variabili (nel caso proposto della temperatura dell'aria ambiente) rimane comparabile con quello ottenibile con il sistema completo non ridotto. In questa *perdita d'identità* delle equazioni ridotte gli effetti delle masse interne e delle stratigrafie delle pareti sono sempre presenti e ciò giustifica la scelta del modello completo a *parametri distribuiti*.

[44] Vedi nel prosieguo il metodo TFM (*Transfer Function Method)* proposto dall'*ASHRAE*.

[45] Si parlerà di questo metodo nel capitolo relativo ai carichi termici estivi per il condizionamento.

[46] D'onde l'importanza di un modello che tenga conto della stratigrafia delle pareti.

Il metodo delle *funzioni di trasferimento* (o della *massa efficace*) può essere abbastanza agevolmente applicato nel caso di singoli ambienti ma diventa assai laborioso quando il calcolo dell'andamento del carico termico riguardi l'intero edificio. In tal caso, in alternativa al calcolo esatto, si può ottenere una stima soddisfacente del valore della massa efficace dell'edificio utilizzando dati statistici rilevati su morfologie edilizie di più diffuso impiego nel settore residenziale. Da questo punto di vista il metodo delle *funzioni di trasferimento*, certamente molto appropriato per il calcolo del fabbisogno mensile o stagionale di energia, mal si presta come modello di simulazione del transitorio termico in regime periodico stabilizzato di edifici *multi-room*. In alternativa al metodo delle *funzioni di trasferimento*, si è proposta una procedura, basata sul già noto formalismo differenziale delle *traiettorie di stato*, che conduce alla costruzione di un modello dinamico rigoroso, molto sintetico ed estensibile ad edifici complessi, qualunque siano tipologia e componenti edilizi utilizzati. L'aspetto più interessante di questa metodologia consiste comunque nel fatto che il modello finale, a differenza di quanto avviene per il metodo della massa efficace, dipenderà da un numero assai esiguo di parametri e quindi si presta ottimamente alle procedure di identificazione che consentono la costruzione di algoritmi molto compatti.

5.20 IL METODO DELLE TRAIETTORIE DI STATO PER GLI EDIFICI MULTI - ROOM

Il problema della scrittura di un modello dinamico per la previsione del carico termico di un edificio *multi-room* costituito da *N* ambienti, già affrontato nella prima parte della relazione, passa attraverso la scrittura di *N* modelli ciascuno relativo ad un ambiente. Per il *k-esimo* ambiente *(k = 1,.....,N)*, come è noto si avrà l'equazione [174]. Il carico termico ad esso relativo, ottenuto risolvendo l'equazione del sistema [172] sarà dato dall'equazione [174].

E' possibile poi scrivere gli *N* vettori di ingresso e gli *N* vettori di stato in modo tale che l'edificio completo sia rappresentabile come un insieme di sottosistemi (gli *N* ambienti, appunto) operanti in parallelo e tali che il carico termico globale dell'edificio sia pari alla somma dei carichi termici di ciascun ambiente. Così per l'ambiente *k-esimo* si avranno i vettori di ingresso e di stato indicati nelle equazioni [172]. Il modello multi-room così costituito può essere ridotto, come già indicato nella prima parte, con una notevole diminuzione delle equazioni necessarie.

Il numero delle forzanti però rimane estremamente elevato e di conseguenza è elevato il numero di colonne della matrice di trasferimento ridotta. La strada che viene ora percorsa rappresenta un'alternativa alla riduzione diretta del modello *multi-room*, alla quale sono connessi alcuni limiti. Molto semplicemente si dirà che il metodo qui proposto consiste nell'*estrarre* dall'edificio reale *multi-room* un edificio *equivalente,* dal punto di vista della risposta in transitorio termico, il quale conservi del primo tutti gli elementi costruttivi (pareti esterne, divisori interni e solai) raggruppati a seconda dell'esposizione e della struttura.

L'edificio equivalente *é costituito da un involucro esterno composto da pareti le cui superfici sono pari alla somma delle superfici esterne reali con la medesima struttura costruttiva e la medesima esposizione (Nord, Sud, ecc.) e da divisori interni (tramezzi e solai) le cui superfici sono pari alla somma delle superfici interne con la medesima struttura costruttiva.*

Chiaramente per ciascuna esposizione le superfici vetrate dell'*edificio equivalente* hanno area pari alla somma delle aree delle superfici vetrate di pari esposizione presenti nell'edificio reale. Come si avrà modo di dimostrare nel seguito, il modello del monoroom equivalente così costruito offrirà, a parità di forzanti esterne, una risposta molto prossima a quella dell'edificio reale.

5.21 CONFRONTO FRA MONO E MULTI - ROOM

L'andamento dei carichi termici relativi ai modelli *multiroom* e *monoroom* equivalente descritti in precedenze per un caso concreto (edificio monitorizzato) è riportato in Figura 76.

Lo scarto fra le due curve, sempre estremamente contenuto, supera di poco i 100 Watt come valore massimo. Ciò ha reso necessaria l'adozione di un fattore 10 di amplificazione per renderlo graficamente apprezzabile. Dai grafici di Figura 76 si può immediatamente osservare come la differenza fra le due curve sia più pronunciata in corrispondenza delle ore di maggior soleggiamento. Ciò suggerisce che possa essere la radiazione solare a indurre l'errore sopra evidenziato. Per accertare questa ipotesi si è proceduto a simulare l'ambiente in due diverse condizioni.

La prima, Figura 77, in assenza di radiazioni solari e con le reali finestrature, la seconda, Figura 78 , in assenza di finestrature e con le reali radiazioni solari. Dall'osservazione delle suddette figure si possono trarre le seguenti considerazioni:

- - lo scarto fra le curve di Figura 76 è sicuramente riconducibile agli apporti solari in quanto in assenza di questi i due modelli hanno una risposta pressoché identica (l'errore fra le curve di Figura 77 è inferiore ai 2 Watt);
- le radiazioni solari incidenti esternamente sulle strutture non danno contributo apprezzabile allo scarto fra i due modelli (vedi ancora Figura 77) mentre risulta evidente dalla Figura 78 come il suddetto errore sia dovuto quasi esclusivamente agli apporti solari interni (lo scarto fra le curve di quest'ultima figura è dell'ordine del centesimo di Watt) dato che, sopprimendoli, la sovrapposizione fra i modelli è perfetta.
- Appare lecito concludere, quindi, che la deviazione fra modello *multi-room* e modello *monoroom equivalente* deve essere ricondotta al fatto che in quest'ultimo si verifica una distribuzione della radiazione solare (che è la *forzante* principale del sistema) sulle superfici interne differente da quella che si realizza nell'edificio reale.

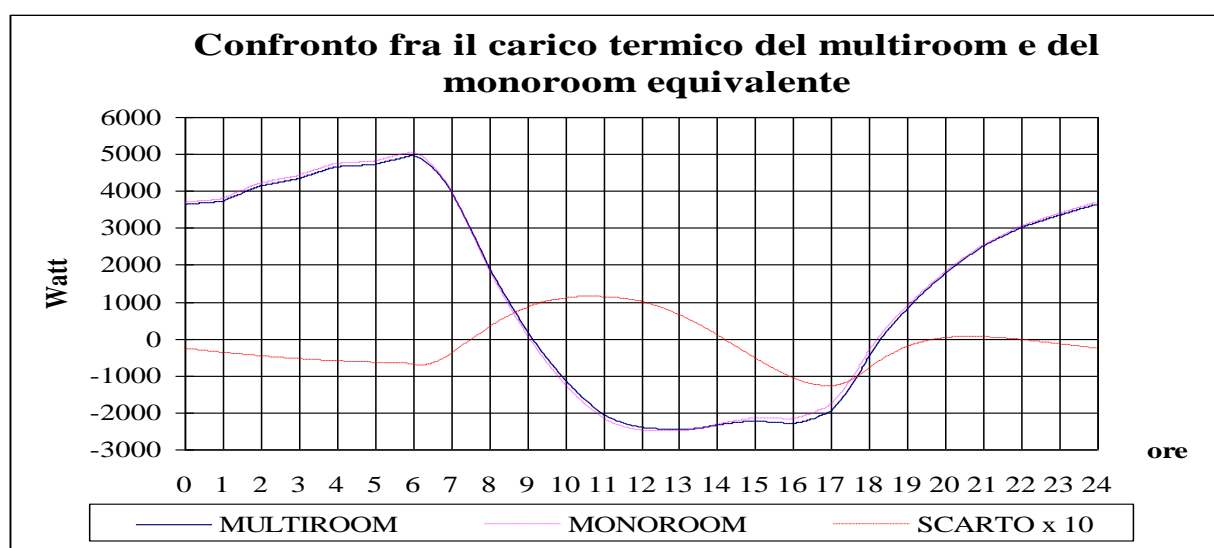



Figura 76: Andamento del carico termici per modelli multi e mono room equivalente

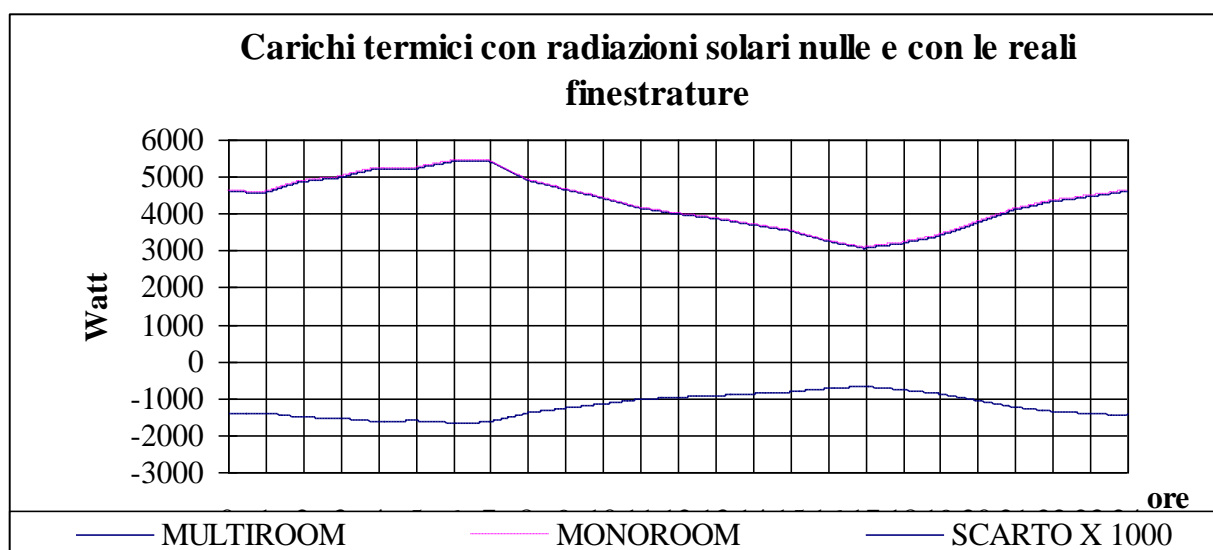



Figura 77: Andamento dei carichi termici con finestratura

Infatti mentre nel primo i vari tramezzi, disposti secondo un effettivo schema geometrico, intercettano la radiazione solare entrante dalle vetrate confinandone il contributo energetico al generico ambiente da essi delimitato, nel secondo i tramezzi non hanno alcun effetto di confinamento della radiazione solare interna in quanto non hanno una reale disposizione geometrica rispetto all'involucro dell'edificio. Il conseguente regime di temperature superficiali che si stabilisce nel monoroom risulterà pertanto differente da quello che compete al multi-room e quindi leggermente diverso sarà nei due casi l'andamento del carico termico. Comunque, nonostante l'errore, pur minimo, di cui si è detto (che è dell'ordine del centinaio di Watt su 5000 W), l'approssimazione offerta dal monoroom equivalente appare senz'altro più che accettabile soprattutto in vista della successiva riduzione del modello.

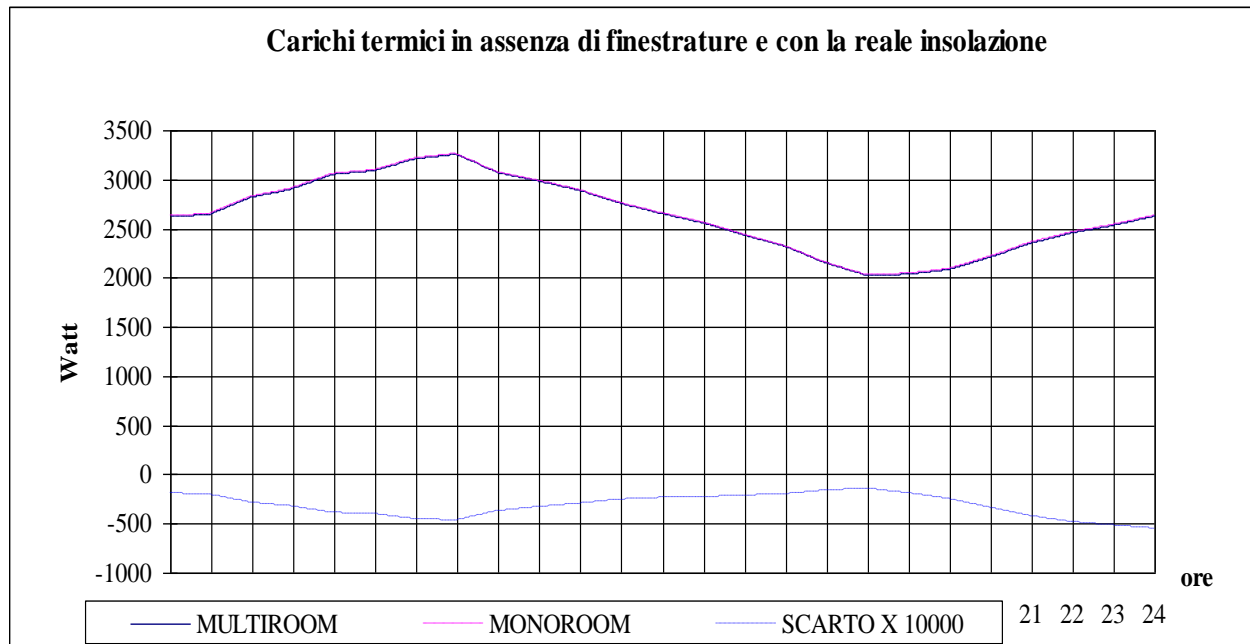



Figura 78: Andamento dei carichi termici senza finestrature

5.22 RIDUZIONE DEL MODELLO EQUIVALENTE ALLE EQUAZIONI DI STATO.

Il modello di ordine completo relativo all'edificio monoroom equivalente può essere facilmente sottoposto a riduzione tramite opportune tecniche matematiche (per le quali si rimanda alla Letteratura tecnica).

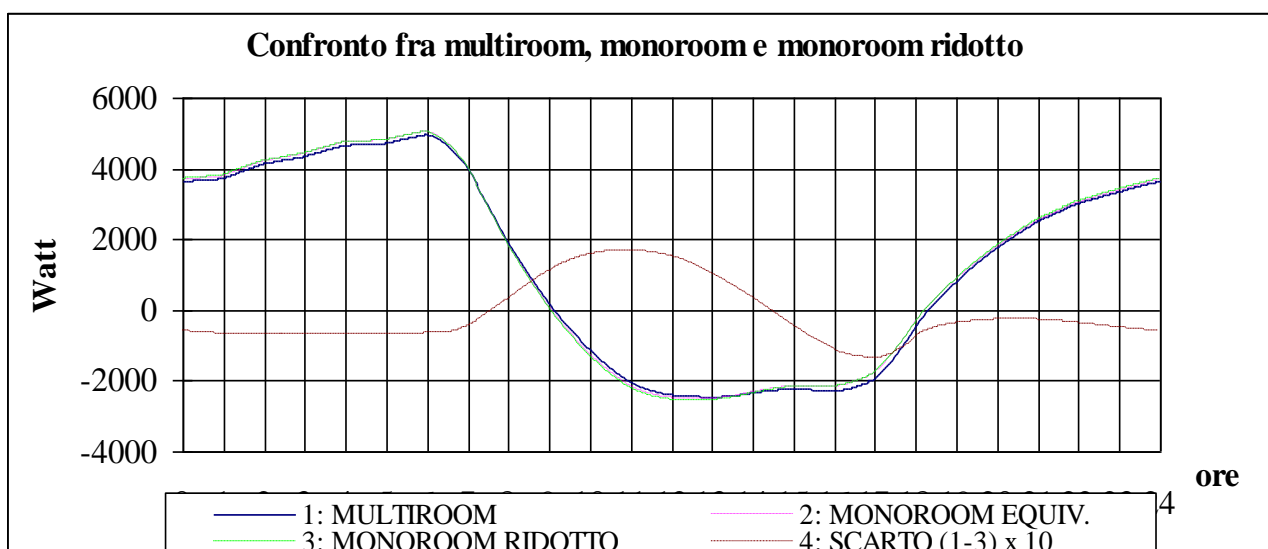



Figura 79: Confronto con modelli ridotti

In questa sede ci si limita a riportare i risultati di tale riduzione rappresentati in Figura 79. In essa è in particolare illustrato il confronto fra modello originario *multi-room*, modello *monoroom equivalente* e modello *monoroom equivalente ridotto*.

Come si può osservare lo scarto sussistente fra il modello *multi-room* ed il modello *monoroom ridotto* è molto prossimo a quello riscontrato, in Figura 79, fra il primo ed il *monoroom non ridotto*.

Ciò è reso possibile grazie all'ottimo risultato della procedura di riduzione che ha portato al tracciamento di un andamento del carico termico praticamente sovrapposto a quello relativo al modello *monoroom equivalente completo*.

Ma la cosa più importante da sottolineare è che la curva relativa al *monoroom ridotto* di Figura 79 simula un modello di ordine 2 a 20 ingressi che rappresenta un'ottima approssimazione non solo del modello *monoroom completo* da cui deriva (di ordine 57 a 20 ingressi) ma anche del *modello multi-room* di partenza di ordine 729 a 296 ingressi.

6. CODICI DI CALCOLO PER IL TRANSITORIO TERMICO

Si è visto nel precedente capitolo quanto risulti difficile ottenere la risposta in transitorio termico degli edifici. D'altra parte questa è utile non solo per studi accademici ma anche per applicazioni impiantistiche (specialmente nei nuovi impianti di cogenerazione che saranno discussi nel prosieguo).

Si vuole qui fare un breve cenno alle problematiche di simulazione che in parte sono state accennate in precedenza con i codici *BIOCLI* e *DPM* (entrambi alle equazioni di stato).

6.1 STRUMENTI PER LA SIMULAZIONE ENERGETICA NEGLI EDIFICI

La progettazione di un moderno edificio richiede oggi una cura e un'attenzione con particolare riguardo al consumo energetico. Già dal 1976 con la L. 373/76 lo Stato ha cercato di introdurre norme cogenti che imponessero al progettista criteri di minimo consumo di energia mediante la verifica di indici globali di disperdimento correlati al rapporto di forma S/V e alle condizioni climatiche esterne.

Successivamente tale disposizione di legge è stata sostituita con la più recente e completa L.10/91 (*di cui si parlerà estesamente nel prosieguo*), entrata in piena applicazione con il D.M. 412/94, che introduce limitazioni ancora più pressanti della precedente L. 373/76 pervenendo al concetto di *Fabbisogno Energetico Normalizzato* dell'edificio che deve risultare inferiore ad un valore limite che la L.10/91 indica per categorie di edifici e per zone climatiche.

Ma se l'applicazione della L.10/91 è ormai routine progettuale, lo studio più approfondito dell'evoluzione temporale delle condizioni microclimatiche di un edificio richiede nozioni più avanzate e conoscenza di modellistica raffinate, essendo l'edificio un sistema certamente complesso, come più volte si è evidenziato. Il progettista che intende controllare le conseguenze di una scelta progettuale dal punto di vista energetico dispone oggi di innumerevoli strumenti, dai più sofisticati che richiedono l'uso di grandi computer, e capaci di un grande rigore e dettaglio, ai più semplici che consentono previsioni veloci e sintetiche (almeno sul lungo termine) tramite l'uso di grafici e tabelle.

Da qui il primo problema che si deve affrontare. Ciascuno, infatti, ditali strumenti, sebbene elastico e versatile, risente comunque della impostazione originaria nel senso che, in genere, è stato sviluppato per valutare le prestazioni di specifiche tipologie edilizie o di particolari soluzioni progettuali; si tratta allora di individuare quale tra gli strumenti disponibili è il più adatto e a che livello di dettaglio è opportuno giungere nella raccolta delle informazioni sulla "*performance*" del sistema.

Esiste tuttavia un secondo problema e forse più oneroso del primo in quanto presenta spesso aspetti paradossali: riguarda il momento ovvero la fase della progettazione nella quale eseguire il controllo. Accade infatti che il controllo risulta tanto più efficace quanto più ci si sposta verso la fase iniziale del progetto, quando cioè le decisioni non sono state consolidate e molte possibilità sono ancora aperte. La *progettazione bioclimatica*[47] postula, ad esempio, uno spostamento dei controlli dalle fasi finali del progetto alle fasi intermedie, nelle quali è ancora possibile modificare e correggere l'impostazione edilizia: orientazione, volume, involucro, finestratura etc.

In ogni caso, una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ***ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario***.

E' questo che rappresenta l'elemento di separazione e di interazione tra il macroclima esterno e il microclima interno e come tale va progettato in modo che la sua risposta sia congruente con i requisiti di benessere termico e richieda il minimo ricorso possibile a sistemi ausiliari di climatizzazione (*energy conscious design).* E' allora sui metodi e sugli strumenti di previsione della risposta termica degli edifici (con particolare riferimento alla fisica delle pareti murarie) che è centrata la prima parte della trattazione. A tale scopo si passeranno brevemente in rassegna i diversi approcci per lo studio delle prestazioni termiche delle pareti multistrato in regime dinamico, mostrandone i vantaggi ed i limiti, nel loro divenire storico. Si vedranno così generati da questi i metodi e gli algoritmi fondamentali che oggi presiedono ai più importanti codici di calcolo.

---

[47] Più impegnativa dal punto di vista calcolistica della progettazione tradionale perché non può prescindere dal transitorio termico

Di questi ultimi verranno descritte le caratteristiche comuni più salienti, le problematiche connesse con la reale possibilità d'uso e di "*trasportabilità*" su macchine di più facile accesso. Si parlerà quindi dei metodi matematici semplificati, oggi in uso per stime di larga massima, per concludere con un esame critico dei limiti teorici e pratici di affidabilità ditali strumenti di previsione.

6.2 STRUMENTI PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI TERMICHE DEGLI EDIFICI

In questa sezione La seconda parte è intesa a chiarire le problematiche di calcolo recentemente emerse con l'*architettura passiva* (detta anche *bioclimatica*). Ne verranno, pertanto, citati i modelli matematici espressamente sviluppati e sui quali oggi converge un'intensa attività di ricerca sia teorica che sperimentale, principalmente alimentata dal fatto che la fisica degli edifici solarizzati è per molti aspetti diversa da quella degli edifici convenzionali. L'architettura bioclimatica ha inoltre richiesto un'estensione dei controlli a fattori ed elementi comunemente ignorati in altri contesti e che attengono all'intorno fisico-tecnico dell'edificio nella sua globalità.

Gli sforzi attualmente in atto nel mondo, volti alla formulazione di modelli più comprensivi e unitari, il tentativo di includere il "*sistema edificio*" in un sistema più complesso di tipo certamente tecnologico ma anche climatico e territoriale e le direzioni della ricerca che così si delineano saranno oggetto della parte finale in cui si tratta delle ultime tendenze della modellistica fisico-matematica per l'architettura energeticamente consapevole degli anni a venire. Verranno di seguito descritti i metodi matematici utilizzati per l'analisi delle prestazioni termiche degli edifici.

Poiché tali prestazioni sono influenzate dal comportamento dinamico dell'edificio al variare delle condizioni climatiche esterne (giorno-notte, stagioni,..) si rende necessario studiare l'evoluzione termica dell'edificio in regime transitorio; del resto in quest'analisi il regime stazionario rimane una pura idealizzazione, un limite al quale ci si riferisce in calcoli di routine, quali quelli necessari per l'applicazione di leggi e decreti sulla limitazione del consumo energetico.

6.3 REGIME STAZIONARIO E TRANSITORI TERMICI: PROBLEMATICHE GENERALI

In regime stazionario si è portati a trascurare principalmente gli effetti dell'accumulo termico nelle pareti che, a seconda dei casi, potrebbe chiudere il bilancio energetico con risultati non prevedibili dal semplice calcolo normalizzato in regime stazionario. D'altra parte mentre quest'ultimo può essere eseguito rapidamente e con limitate ed elementari[48] operazioni algebriche, la valutazione del transitorio comporta la risoluzione dell'equazione generale della conduzione di Fourier (1824) che essendo un'equazione differenziale del secondo ordine alle derivate parziali, per di più applicata ad un sistema complesso quale è un edificio, non ammette semplici soluzioni per geometrie che non siano riconducibili a casi semplici e di elevata simmetria.

6.3.1 IL METODO DELL'ANALISI ARMONICA

Tra i primi a dare un'indicazione metodologica rigorosa (oggi nota come metodo dell'analisi armonica) furono Mackey e Wright (1946) i quali proposero per il calcolo dello sfasamento e dell'attenuazione alcune relazioni dedotte dalla soluzione rigorosa della equazione di Fourier in regime periodico stabilizzato e formulate come viluppi in serie il cui argomento è funzione del prodotto ($k\ \rho c$)[49]

---

[48] La complessità delle Norme e Leggi nel settore energetico degli edifici impone l'utilizzo di codici di calcolo ormai commercialmente reperibili e che consentono di effettuare una progettazione integrata (verifiche termiche, carichi termici, progetto degli impianti e loro disegno) a partire dal progetto architettonico. In questa sede si vogliono studiare aspetti che tali metodi di calcolo e tali strumenti non consentono di vedere.

[49] Mackey e Wright definirono i seguenti parametri: $R = \frac{L_j}{\lambda_j}$ con L_j spessore dello strato *j.mo* e λ_j la sua *conducibilità termica*. La resistenza termica della parete è data da: $A = \sum_{j=1}^{N} R_j$ con *j=1* per lo strato più esterno e *j=N* per lo strato più interno. L'*Ammettenza equivalente* è definita da: $B = \frac{1}{A}\sum_{j=2}^{N} R_j(\lambda\rho c)_j + \frac{(\lambda\rho c)_i}{A}(R - 0.1A)$ e per lo

Con tali formulazioni è stato possibile calcolare sfasamenti e attenuazioni per pareti di diversa tipologia come mostrato in Tabella 55. Qui abbiamo una prima valutazione quantitativa circa l'effetto della posizione dell'isolante. Si vede infatti, per esempio, che una parte realizzata con 10 cm di c.l.s. e 4 cm di lana minerale presenta un fattore di attenuazione di 0,045 se l'isolante è posto sulla faccia esterna della parete e di *0,45,* cioè 10 volte superiore. se posto allo interno (si ricordi quanto detto sul posizionamento dell'isolante termico in una parete). In un ciclo periodico completo (24 h) l'onda termica che attraversa il mezzo viene pertanto più energicamente abbattuta se lo isolante è in posizione esterna.

6.3.2 IL METODO TTC

Un notevole progresso nello studio dei transitori si è avuto da quando si è presa in considerazione l'analogia tra fenomeni termici ed elettrici. L'equazione infatti che regola la distribuzione della tensione in presenza di campi elettrici è formalmente analoga alla equazione di Fourier per la trasmissione del calore[50]. L'analogo della tensione è la temperatura e l'analogo del prodotto RC è l'inverso della diffusività termica $1/a$. Risultando pertanto:

$$RC = \frac{1}{a} = \frac{Capacità\ termica\ (\rho c)}{Conducibilità\ termica\ (\lambda)}$$

la costante di tempo RC può essere in pratica interpretata come il rapporto tra l'energia accumulata Q (proporzionale alla capacita termica del mezzo) e l'energia trasmessa U (proporzionale alla conducibilità termica) ovvero: $RC = \frac{Q}{U}$.

D'altra parte il prodotto RC ha le dimensioni di un tempo e si misura in *secondi*. Esso fisicamente esprime il tempo necessario perché una certa quantità di calore accumulata nella parete fluisca tra le due superfici estreme. Tale grandezza prende allora il nome di "*costante di tempo*". Il prodotto RC descrive tuttavia in maniera imperfetta le proprietà di una parete soprattutto perché nel calcolarlo si suppone che la resistenza e la capacità siano concentrate. Indicando, infatti, con s_j lo spessore dello strato *i-mo* della parete, in base alla definizione precedente si può scrivere:

$$RC = \left[\sum_j \frac{s_j}{\lambda_j}\right]\left[\sum_j \rho_j c_j s_j\right]$$

In questo modo non si può però tener conto dell'ordine con cui si susseguono gli strati.

Per ovviare a questi inconvenienti, ma nel contempo per continuare a descrivere e quantificare il fenomeno con una sola grandezza, sono state suggerite molte soluzioni. E' qui solo il caso di citare la "*costante di tempo termica*" (TTC: *Thermal Time Constant*) proposta da vari studiosi e perfezionata da Givoni[51] (1964).

---

sfasamento si ha la l'espressione: $\varphi_n = \frac{1}{2}\left[\frac{T_o}{\pi}A^2 B\right]^{1/2}$ con *n= armonica n.ma* e *To=24/n* il periodo, per l'attenuazione si ha: $\sigma = e^{\left[-\frac{\pi}{T_o}A^2 B\right]}$.

[50] Le due equazioni differenziali sono, infatti, *formalmente* simili. Per i transitori termici monodimensionali si ha l'equazione differenziale: $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a}\frac{\partial T}{\partial \tau}$ mentre per i transitori elettrici vale l'equazione: $\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = RC\frac{\partial V}{\partial \tau}$ ove si è indicata con *V* la tensione elettrica lungo il circuito composto dalla *resistenza* R e dalla *capacità C*.

[51] La TTC è definita dalla relazione $TTC = \sum_{j=1}^{N} \frac{Q_j}{U_j}$ ove si indica con N il numero degli strati e con $Q_j = \rho_j c_j s_j$ e con $U_j^{i,e} = \left[\frac{1}{h_{i,e}}\sum_{k=1}^{j-1}\frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{2}\frac{s_j}{\lambda_j}\right]^{-1}$. A seconda della direzione del flusso termico, si assumerà come coefficiente di adduzione quello esterno (he) se il flusso termico è diretto verso l'interno oppure quello interno (hi) se il flusso termico è diretto verso l'esterno. Corrispondentemente si avranno due diversi valori della trasmittanza Ue ed Ui e così pure della

6.3.3 IL METODO DEI QUADRUPLI (O DELLE MATRICI)

Un altro approccio consiste nell'integrare le equazioni di Fourier nel caso di *regime periodico stabilizzato* sotto l'ipotesi di forzante esterna di tipo sinusoidale e trasmissione del calore per conduzione su ogni strato. Se T e φ indicano rispettivamente la temperatura e il flusso, si ha il seguente sviluppo (si osservi che questo capitolo è stato già visto nel §5.11 *Caratteristiche termiche dinamiche delle strutture.*

Parametri del transitorio termico delle pareti multistrato secondo l'analisi di Mackey e Wright [2]

Description of wall	l (thickness)	A	$\sqrt{B}$	$\phi_1 = 1{\cdot}38\, A\sqrt{B}$	$\lambda_1 = \exp[-0{\cdot}362\, A\sqrt{B}]$	TTC	R_{ia-ea}	U
Wood shingles (ext.) / expanded polystyrene / gypsum plasterboard	1 cm / d cm / 1 cm; d = 2 cm	0·61	2·06	1·73 h	0·64	1·9 h	0·80	1·25
	d = 3 cm	0·90	2·11	2·62	0·50	2·9	1·09	0·92
	d = 4 cm	1·18	2·16	3·50	0·39	3·6	1·37	0·73
	d = 5 cm	1·44	2·20	4·36	0·32	4·5	1·63	0·61
	d = 8 cm	2·32	2·34	7·50	0·14	7·5	2·51	0·40
	d = 10 cm	2·90	2·42	9·65	0·08	9·7	3·09	0·32
Lightweight lime concrete steam cured, plastered on both sides (1 cm each)	20 cm + 2 × 1 cm	0·70	7·1	6·8 h	0·167	14·1 h	0·89	1·12
	15 cm + 2 × 1 cm	0·43		5·0 h	0·256	10·5 h	0·62	1·61
Concrete hollow blocks plastered on both sides (1 cm each)	30 cm + 2 × 1 cm	0·414	15·2	8·6 h	0·105	23·7 h	0·60	1·22
	20 cm + 2 × 1 cm	0·23	15·8	5·2 h	0·256	10·0 h	0·42	2·38
Concrete wall cast on site 20 cm	20 cm	0·127	28·8	5·0 h	0·367	11·0 h	0·32	3·03
Concrete with external dense stone covering / Air / Hollow concrete blocks / plastered inside	20 cm / 5 cm / 7 cm / 2 cm	0·41	18·5	10·5 h	0·065	23·8 h	0·60	1·67
Concrete with external dense stone covering / Air / Lightweight lime conc. steam cured blocks / plastered inside	20 cm / 5 cm / 7 cm / 2 cm	0·63	17·1	14·8 h	0·030	18·4 h	0·82	1·22
Face brick / Common brick inside	10 cm / 10 cm	0·254	15·2	5·3 h	0·244	11·1 h	0·44	2·28
Face brick / Cement mortar / Common brick / Air space / Inside plasterboard	10 cm / 1·5 cm / 10 cm / 5 cm / 1 cm	0·54	12·0	9·0 h	0·102	11·4 h	0·73	1·37
Face brick / Cement mortar / Common brick / Expanded polystyrene / Inside plasterboard	10 cm / 1·5 cm / 10 cm / 5 cm / 1 cm	1·71	6·9	16·1 h	0·015	12·2 h	1·90	0·52
Roof rockwool ext. / concrete int.	4 cm / 10 cm	1·11	7·2	11·8 h	0·046	53·5 h	1·30	0·77
Roof concrete ext. / Rockwool int.	10 cm / 4 cm	1·11	1·96	3·0 h	0·45	4·4 h	1·30	0·77

Tabella 55: Parametri del transitorio termico delle pareti multistrato

costante di tempo. A seconda dei casi si parlerà allora di costante di tempo esterna (TTCE) o interna (TTCI). Tale approccio in conclusione permette di tener conto sia della successione degli strati sia della direzione del flusso termico risultando sufficientemente rigoroso e affidabile. Alcuni valori della TTC sono riportati nella stessa Tabella 55.

In uno strato di materiale omogeneo, raggiunta in ogni punto la condizione oscillatoria stabilizzata, se ne può rappresentare la temperatura con una funzione del tipo $T(x,\tau) = \theta(x) e^{j\omega\tau}$ dove *j* e l'unità immaginaria e θ, di valore medio nullo, è la perturbazione prodotta dalla oscillazione della temperatura esterna.

L'equazione di Fourier per strati piani monodimensionali diventa pertanto:

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - \frac{j\omega}{a}\theta(x) = 0$$

equazione del secondo ordine omogenea che ammette come soluzione una funzione del tipo:

$$\theta = Ae^{-\gamma x} + Be^{\gamma x}$$

con $\gamma = (1+j)\sqrt{\omega / 2a}$. Si consideri adesso il flusso termico trasmesso a una data ascissa *x* dello strato e a un dato istante τ e supponiamo che sia descrivibile da una funzione del tipo:

$$\varphi(x,\tau) = \varphi(x) e^{j\omega\tau}$$

Osserviamo adesso che attraverso li mezzo la trasmissione del calore avviene per conduzione: deve essere pertanto rispettato il postulato di Fourier:

$$\varphi(x,\tau) = -\lambda \frac{dT(x,\tau)}{dx}$$

ovvero, per le posizioni fatte per $T(x,\tau)$ e $\varphi(x,\tau)$, si ha:

$$\varphi(x) = -\lambda \frac{dT(x,\tau)}{dx}$$

Combinando allora questa equazione con quella che definisce θ si ottiene:

Definiamo adesso "*impedenza*" il rapporto tra la temperatura a una data ascissa *x* e il flusso termico ivi trasmesso:

$$Z = \frac{\theta}{\varphi} = \frac{1}{\lambda\gamma} \frac{1 + \left(B/A\right) e^{2\gamma x}}{1 + \left(B/A\right) e^{-2\gamma x}}$$

Se il mezzo è infinito deve essere $B = 0$ (diversamente si avrebbero soluzioni divergenti, fisicamente inammissibili) e pertanto:

$$Z = \frac{1}{\gamma\lambda}$$

che viene chiamata *impedenza caratteristica* in quanto dipende soltanto dalle caratteristiche termofisiche del mezzo. Considerata ora una parete composta, scriviamo le equazioni che definiscono θ e φ per le superfici di confine del primo strato (rispettivamente di ascissa $x = 0$ ed $x = L_1$). Per $x = 0$ si ha:

$$\begin{cases} \theta_o = A + B \\ \varphi_o = A\lambda_1\gamma_1 - B\lambda_1\gamma_1 \end{cases}$$

per $x = L_1$ si ha:

$$\begin{cases} \theta_1 = Ae^{-\lambda_1 L_1} + Be^{\lambda_1 L_1} \\ \varphi_1 = A\lambda_1\gamma_1 e^{-\lambda_1 L_1} - B\lambda_1 e^{\lambda_1 L_1} \end{cases}$$

Reintroducendo il termine immaginario $e^{j\omega\tau}$, facendo uso delle relazioni di Eulero per i numeri complessi ed eliminando A e B, otteniamo la temperatura e ll flusso termico in uscita dal primo strato:

$$\begin{cases} T_1 = T_o \cosh(\gamma_1 L_1) - \varphi_o Z_{1\infty} \sinh(\gamma_1 L_1) \\ \varphi_1 = T_o(-\sinh(\gamma_1 L_1) / Z_{1\infty} + \varphi_o \cosh(\gamma_1 L_1) \end{cases}$$

ovvero in forma matriciale:

$$\begin{vmatrix} T_1 \\ \varphi_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cosh(\gamma_1 L_1) & -Z_1 \sinh(\gamma_1 L_1) \\ -\sinh(\gamma_1 L_1) / Z_1 & \cosh(\gamma_1 L_1) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} T_o \\ \varphi_o \end{vmatrix}$$

Se la parete è composta è possibile scrivere una analoga relazione matriciale per ogni strato. In generale si ha una relazione matriciale che possiamo generalizzare nella forma:

$$\begin{vmatrix} T_n \\ \varphi_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{vmatrix} \begin{vmatrix} T_{n-1} \\ \varphi_{n-1} \end{vmatrix}$$

per cui, considerando la serie successiva degli strati, si ha la relazione:

$$\begin{vmatrix} T_n \\ \varphi_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A_n & B_n \\ C_n & D_n \end{vmatrix} \cdots \begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} T_o \\ \varphi_o \end{vmatrix}$$

Con un'opportuna espressione del flusso scambiato attraverso lo strato limite laminare, si possono prendere in conto anche i coefficienti di adduzione sulle due facce della parete, nonché la "*temperatura aria-sole*" se la parete è soggetta all'irraggiamento solare. Il tutto mantenendo lo stesso formalismo matriciale. Nell'ultima relazione si sono indicate con *A,B,C,D* delle costanti che dipendono dalle caratteristiche termofisiche e geometriche del materiale e con T_0 e φ_o le condizioni al contorno.

Al variare di queste ultime, secondo funzioni note, tale metodo consente di descrivere dinamicamente l'andamento della temperatura e del flusso trasmesso all'interno dell'ambiente.

Questo modello ha avuto vasta diffusione in letteratura in quanto sintetico ed elegante e, grazie all'impiego dei calcolatori elettronici, ormai non più oneroso dal punto di vista del calcolo. Come prima conclusione possiamo affermare che i metodi finora descritti risultano semplici ed affidabili per la previsione del transitorio termico delle pareti multistrato. Tuttavia, nella loro attuale formulazione, essi risultano insufficienti per la descrizione della prestazione globale di un ambiente. Questa risulta infatti ancora affetta da altri fattori che non sono stati finora presi in considerazione. Si pensi, ad esempio, agli effetti dovuti ai flussi termici di ventilazione (indotti dalle infiltrazioni d'aria attraverso gli infissi o da appositi dispositivi) gli scambi radiativi delle pareti tra loro o tra queste e l'aria (verso l'interno o l'esterno del locale abitato), la presenza di eventuali sorgenti interne di calore (luci, elettrodomestici, persone etc.) o gli stessi guadagni di energia solare attraverso le superfici vetrate.

Al fine dunque di valutare più accuratamente la prestazione complessiva del sistema, i metodi visti precedentemente sono stati in parte generalizzati (metodo dei *quadripoli generalizzati* e metodo della *Costante di tempo termica totale* ("*Total Thermal Time Constant*": *TTTC*) e in parte sostituiti da approcci completamente nuovi, più mirati e sintetici (Metodo delle z-*trasformate* e metodo delle *traiettorie di stato* o degli *spazi di stato*), e che verranno brevemente descritti nei successivi paragrafi.

6.3.4 METODO DEI QUADRUPOLI GENERALIZZATO

Volendo dunque estendere la descrizione delle prestazioni termiche dall'elemento "*parete*" all'intero modulo abitativo occorre individuare ed esprimere tutti quei contributi che concorrono al suo bilancio energetico. Essi sono in particolare:

a) Il flusso termico di riscaldamento o raffrescamento erogato da sorgenti ausiliarie o impianti per la climatizzazione (φ_R).
b) Il flusso di ventilazione dovuto alla infiltrazione d'aria attraverso serramenti, infissi, etc. oppure appositamente immesso per il ricambio (forzato) dell'aria ambiente, (φ_V)
c) Il calore scambiato col terreno se l'elemento in considerazione è il pavimento a contatto col suolo, (φ_T)
d) L'energia solare entrante attraverso le superfici vetrate, (φ_I)
e) Il calore emesso da luci, lampade, elettrodomestici etc. e quello dovuto alla presenza delle persone che dissipano in ambiente una quantità di calore proporzionale alla attività fisica svolta, (φ_P). Per convincersi che quest'ultimo non costituisce un contributo sempre trascurabile, si consideri che una persona emette circa *100 Watt* se a riposto, fino a *800 Watt* se soggetta ad attività fisica intensa.

Di ciascuno di questi termini si può ovviamente dare una formulazione esplicita. Il flusso termico di riscaldamento o raffrescamento risulta dall'espressione:

$$\varphi_R = G_R c (T_R - T_i)$$

con G_R e T_R rispettivamente portata massica e temperatura del fluido riscaldante o raffrescante. Il flusso termico di ventilazione é dato da:

$$\varphi_V = n\rho cV(T_e - T_i)$$

con n= numero di ricambi orari, ovvero volume orario d'aria immessa per ventilazione attraverso infissi, aperture etc., per unità di volume (V) riscaldato. Per calcolare il calore scambiato con il terreno a temperatura T_t si può pensare al pavimento come a una parete attraversata dal flusso termico φ_T sotto l'azione della differenza di temperatura $(T_i - T_t)$ e *p*ertanto:

$$\varphi_t = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{K_t}}(T_i - T_t)$$

con K_t trasmittanza della soletta. Il flusso dovuto alla radiazione solare entrante attraverso le superfici vetrate (S_v) è dato da:

$$\varphi_I = \sum S_v I_v$$

L'energia termica accumulata dall'aria ambiente può essere espressa come:

$$\varphi_a = -\rho cV \frac{dT}{d\tau}$$

Il calore dissipato dalle persone si valuta come: qN essendo q il calore emesso da una persona in funzione del tipo di attività fisica svolta (i cui valori sono tabellati) ed N il numero di persone presenti in ambiente.

Per il principio di conservazione dell'energia, la somma (in segno) di tutti questi contributi deve eguagliare la quantità di calore accumulata dall'aria ambiente (φ_a) Si può pertanto scrivere una relazione del tipo:

$$\sum_i \varphi_i + \varphi_R + \varphi_V + \varphi_T + \varphi_I + \varphi_P = \varphi_a$$

in cui il primo addendo esprime ovviamente il contributo energetico delle pareti. Questa espressione può essere risolta rispetto alla temperatura interna (della quale ogni termine è funzione esplicita), oppure fissata questa ad un valore costante (per es. 20 °C) se ne può ricavare la potenza di riscaldamento o di raffrescamento corrispondente. Il metodo della *costante di tempo termica totale* (*TTTC*) è una estensione del metodo *TTC*. E' stato sviluppato da Givoni e convalidato per talune situazione sperimentali. Ambedue questi modelli tuttavia, elaborati intorno agli anni cinquanta-sessanta, non hanno avuto grandi sviluppi in tempi recenti in quanto superati da metodi di più grande generalità e rigore nonché più appropriati all'uso del calcolatore.

6.3.5 IL METODO DELLE Z-TRASFORMATE

Un metodo che ha goduto di grande favore presso gli ambienti scientifici internazionali è quello delle *Z-Trasformate*. Proposto agli inizi degli anni Settanta da Mitalas e Stephenson è stato accolto dall'*ASHRAE* (*American Society of Heating and Refrigeration and Air Conditioning Engineers*) e utilizzato nel codice *NBSLD* oggi in uso presso il *DOE* (*Department Of Energy*) degli Stati Uniti.

Esso è penetrato anche in Italia dove, per conto del CNR nell'ambito del Progetto Finalizzato Energetica, è stato sviluppato il codice *MORE* sulla base dello stesso algoritmo.

La particolarità di questo approccio consiste nella integrazione delle equazioni differenziali per la trasmissione del calore nel discreto anziché nel continuo. In altri termini se le condizioni al contorno (temperatura e flussi in ingresso) sono note non come funzioni continue ma ad intervalli temporali discreti (per es. di un'ora), l'equazione differenziale può essere integrata con una particolare procedura (quella appunto delle *Z-Trasformate*) che equivale al metodo delle trasformate di Laplace nel continuo.

Dato pertanto un qualunque componente edilizio (opaco o trasparente) e definitene le condizioni al contorno, i flussi termici che attraversano lo strato limite (esterno ed interno) sono dati da espressioni del tipo:

$$\varphi_e = \frac{D(z)}{B(z)} T_e(z) - \frac{1}{B(z)} T_i(z)$$

$$\varphi_i = \frac{1}{B(z)} T_e(z) - \frac{A(z)}{B(z)} T_i(z)$$

I flussi termici risultano, dunque, funzione della temperatura T sulle rispettive facce del componente e di opportune funzioni dell'operatore *z* [A (z), B (z), D (z)] dette *funzioni di trasferimento* del componente. Si può dimostrare che antitrasformando rispetto a z (per riportare le funzioni nel dominio "*tempo*"), si ottengono funzioni del tipo:

$$\varphi_t = \sum_{j=0}^{N_b} b_j T_{e,t-\Delta t} - T_r \sum_{j=0}^{N_c} c_j \cdot \sum_{j=1}^{N_d} d_j \varphi_{i,t-(j-1)\Delta t}$$

dove il flusso in ogni istante risulta funzione del valore assunto in 1,2,3... n istanti precedenti; della temperatura sulla faccia interna, considerata anch'essa in *1,2,3, ... n* istanti precedenti; della temperatura interna di riferimento T_r (supposta costante) e di opportuni coefficienti *(*b_1*,* b_2*,* b_3*...,* c_1*,* c_2*,* c_3 *...,* d_1*,* d_2*,* d_3 *...)* dei quali si possono evidentemente dare formule esplicite. Qui basti ricordare che essi sono indipendenti dalle sollecitazioni esterne agenti sul componente e dipendono solamente dalle sue caratteristiche termofisiche e geometriche.

Calcolare questi è dunque possibile una volta definito il tipo di manufatto, i suoi materiali e la geometria. E ciò preliminarmente a ogni valutazione di transitorio termico. Il che è stato fatto con un programma di calcolo su un vastissimo repertorio di componenti edilizi di uso corrente e che ha dato luogo a una grande banca dati, oggi pubblicata anche in Italia[52].

Tali coefficienti esprimono dunque la risposta termica del mezzo ad una sollecitazione esterna unitaria (sono denominati infatti "*Thermal Response Factors*") e rappresentano, pertanto, la "*funzione di trasferimento*[53]" del sistema che traduce in carico termico ambiente il guadagno energetico del componente.

La simulazione del transitorio termico di una parete viene in pratica eseguita utilizzando tali coefficienti in semplici formule che consistono essenzialmente di sviluppi in serie temporali, dove ciascuno di essi, secondo il proprio numero d'ordine, *(1,2,3,... n)*, va a premoltiplicare il valore istantaneo della temperatura o del flusso termico di *1,2,3,...n* istanti precedenti. Essi vengono allora ad assumere la funzione di "*fattori di importanza*" (*weighting Factor*) in quanto attribuiscono un diverso "*peso*" a ciascuno degli stati antecedenti, portando così, nella valutazione dello stato attuale del sistema, gli effetti della sua "*storia*" precedente[41]

Alla rigorosità dell'approccio e alla semplicità dell'algoritmo, tuttavia, fa contrasto l'esigenza di una (relativamente) vasta dotazione di memoria del calcolatore per l'allocazione e la gestione della grande banca dati. E' questo uno dei motivi per cui i codici di calcolo fondati su questo metodo, vengono di norma implementati su grandi computer, anche se oggi i personal computer hanno potenze di elaborazione paragonabili o anche superiore dei mini computer utilizzati trent'anni fa, quando il metodo delle *Z-Trasformate* venne proposto.

Esistono già diversi programmi commerciali che, ad esempio, utilizzano il metodo delle *Funzioni di Trasferimento* per il calcolo dei carichi termici estivi negli edifici.

A titolo di esempio accenniamo alla procedura di calcolo per valutare li flusso termico trasmesso da una parete che separa l'ambiente interno a T_r *= 24 °C* dall'esterno dove le temperature evolvono secondo quanto indicato in Tabella 56:

Temperature aria-sole per la parete in esame

Ora	1	2	3	4
Temp.(°C)	24.4	24.4	23.8	23.3....
ora	22	23	24	
Temp. (°C)	27.2	26.1	25	

Tabella 56: Evoluzione della temperatura

[52] Vedi *Repertorio delle caratteristiche termofisiche dei componenti edilizi opachi e trasparenti,* Ed. PEG, Sottoprogetto *RERE-PFE*, CNR Roma 1982

[53] La *Funzione di Trasferimento* di un sistema, sollecitato da una funzione di eccitazione in ingresso, è data dal rapporto, per ogni frequenza, fra l'uscita e lo stesso ingresso: $H(\omega) = \frac{U(\omega)}{I(\omega)}$. Analoga definizione si può fare nel piano della variabile complessa *z* ottenendo: $H(z) = \frac{U(z)}{I(z)}$.

- Coefficienti di risposta termica
- b_0 =0.00312 d_o=1
- b_1 = 0.04173 d_1= - 0.9442
- b_2 = 0.02736 d_2 = 0.05025
- b_3 = 0.00119 d_3 = 0.00008

Σ c_n =0.0734

Tabella 57: Coefficienti di risposta termica

Si può avviare il calcolo assumendo che il calore inizialmente trasmesso sia nullo, certi che l'effetto ditale ipotesi si estinguerà nell'arco di 24 ore.

Sviluppando la formula riportata in precedenza, il calcolo del flusso termico trasmesso in ogni istante *t* e' immediato:

$$q_t = b_o T_{e,t} + b_1 T_{e,t-\Delta t} + b_2 T_{e,t-2\Delta t} + b_3 T_{e,t-3\Delta t} - T_r \sum c_n - \left(d_1 q_{e,t} + d_2 q_{e,t-\Delta t} + d_3 q_{e,t-2\Delta t} \right)$$

Pertanto, sostituendo i valori della Tabella 57, otteniamo:

q_1= 0.00312(24.4) + 0.04173(25) + 0.0273(26.1) + 0.00l19 (27.2) - 23.88(0.0734) (- 0.9442(0)+ + 0.0502(0)- 0.00008(0) = 0.1131W/m².

q_2= 0.00312(24.4) + 0.04173(24.4) + 0.02736(25)+ 0.00119 (26.1) - 23.88(0.0734) + - (- 0.9442 (0.1131) + 0.01(0) - 0.00008(0)= 0.1628 W/m²

etc. ....

6.3.6 ANALISI DI SENSITIVITÀ E PROBLEMI DI OTTIMIZZAZIONE ENERGETICA

Attraverso i codici di calcolo computerizzati è possibile sviluppare dunque l'analisi delle prestazioni termiche degli edifici simulandone il comportamento in regime dinamico.

Tali codici, nati inizialmente come mezzi di previsione, vengono poi spesso utilizzati in sede di ottimizzazione energetica.

Questa, che è forse la fase più laboriosa del progetto, non può che svolgersi per successive iterazioni dato il gran numero di parametri in gioco e, soprattutto, data la difficoltà di prevedere le conseguenze che la modifica di un dato parametro ha sugli altri e sulla prestazione generale del sistema.

Sarebbe pertanto desiderabile a questo scopo conoscere "*a priori*" l'influenza reciproca tra due o più variabili, ovvero, in generale, la "*sensitività*" di un parametro rispetto ad un altro.

A questo comunemente si provvede eseguendo una serie di simulazioni al calcolatore per diversi valori del parametro in esame al fine di studiarne le variazioni rispetto agli altri e dedurne le reciproche correlazioni.

Alcuni risultati di questo tipo d'analisi si possono ad es. vedere in Figura 80. Cosi operando, tuttavia, ne discende un'analisi parziale, valida all'interno della casistica esaminata e spesso limitata a pochi casi da tempi e costi di calcolo spesso onerosi.

Volendo operare con un più alto grado di generalità e di rigore concettuale è opportuno allora ricorrere a tecniche più mirate e sintetiche. Un approccio particolarmente appropriato sembra ancora essere quello *della teoria degli spazi di stato*.

Definito allora come "*coefficiente di sensitività*" di una variabile di stato rispetto a un parametro la derivata (parziale) della prima rispetto al secondo, si può dimostrare che l'evoluzione temporale di tali coefficienti di sensitività è descritta da un sistema di equazioni differenziali formalmente analogo a quello del transitorio termico (secondo il metodo delle *traiettorie di stato*) e che comprende quest'ultimo come caso particolare.

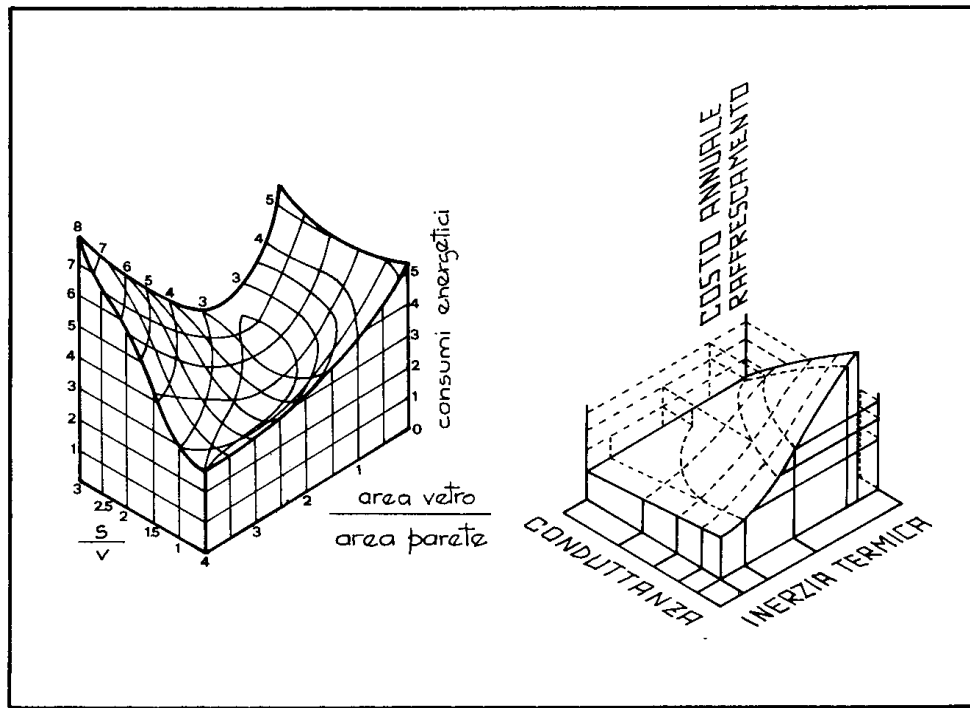



Figura 80: Consumi energetici di un edificio per riscaldamento e raffreddamento in funzione del rapporto Superficie disperdenti e volume (S/V) e del rapporto Sup. vetrata - Sup. muraria (Sv/Sm). Energia annualmente trasmessa da una parete in funzione della trasmittanza e dell'inerzia termica (fattore γ).

Al fine, poi, di avere informazioni più sintetiche, si possono definire i valori medi del primo e del secondo ordine dei coefficienti di sensitività, in un intervallo di tempo considerato (per es. un giorno), che rappresentano dei formidabili ausili nella ottimizzazione globale del sistema.

Formalmente il problema dell'analisi di sensitività si imposta come segue. Il vettore di stato, di cui all'equazione [172], risulta in generale funzione dell'insieme *r-dimensionale* dei parametri q_i ($i=1. 2 ... r$) di sistema e del tempo t: [X] = [X(q ,t)]. Il generico coefficiente di sensitività si definisce, pertanto, come segue:

$$\left[s_i(t)\right]=\frac{\partial}{\partial q_i}\left[X(q,t)\right]_p \qquad (i=1,2,.....,n)$$

Esso esprime la variazione dello stato del sistema per una variazione infinitesima dell'*i-esino* parametro attorno al valore nominale p. Si definiscano ora i vettori:

$$[s]=\begin{bmatrix}[s_1]\\ [s_2]\\ .\\ .\\ [s_r]\\ [X]\end{bmatrix} \quad ; \quad [\dot{s}]=\frac{\partial[s]}{\partial t}$$

e le matrici:

$$[L]=\begin{bmatrix}[A] & 0 & ... & [A_1]\\ 0 & [A] & ... & [A_2]\\ ... & ... & ... & [A_R]\\ 0 & 0 & ... & [A]\end{bmatrix}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} [B_1] \\ [B_2] \\ \dots \\ [B_R] \\ [B] \end{bmatrix}$$

con:

$$[A_i] = \left. \frac{\partial [A]}{\partial q_i} \right|_p \qquad ; \qquad [B_i] = \left. \frac{\partial [B]}{\partial q_i} \right|_p$$

Si dimostra che vale la seguente relazione:

$$[\dot{s}] = [L][S] + [M][W] \qquad [183]$$

che può essere integrata con la stessa procedura già vista per la (3) a condizione di sostituire, negli sviluppi in serie delle matrici [L] ed [M] rispettivamente alle matrici [A] E [B]. Le simulazioni così ottenute forniscono i valori istantanei dei coefficienti di sensitività.

Una informazione sintetica sui valori assunti da tali coefficienti può essere ottenuta mediante la definizione delle seguenti quantità:

$$\overline{s}'_{ij} = \frac{\overline{q}_i}{T} \int_0^T \left(\frac{\partial X_j}{\partial q_i} \right)_p dt$$

$$\overline{s}''_{ij} = \frac{\overline{q}_i}{T} \int_0^T \left(\left(\frac{\partial X_j}{\partial q_i} \right)_p^2 \right) dt$$

che forniscono rispettivamente la media e la devianza del generico coefficiente di sensitività (o coefficienti medi di sensitività del primo e secondo ordine). Si osservi infine che la relazione di sensitività [183] contiene come caso particolare la relazione di stato. Pertanto, risolvendo la [183] è possibile ricavare, con un unico procedimento di calcolo, sia l'evoluzione temporale libera del sistema che qualsivoglia coefficiente di sensitività.

6.3.7 GRANDI CODICI DI CALCOLO. STRUTTURE LIMITI E PROBLEMATICHE

L'avvento e la diffusione del calcolo automatico, sostenuto da tecnologie che producono macchine sempre più potenti nella elaborazione, capaci nella memoria e accessibili nel prezzo, non poteva non coinvolgere il campo delle applicazioni termotecniche, i cui metodi di calcolo ne sono anzi rimasti profondamente condizionati.

Dal breve excursus storico appena tracciato emerge infatti la tendenza all'affermarsi di criteri e algoritmi sempre più fortemente orientati al calcolo automatico. Una serie innumerevole di codici dì calcolo computerizzati è stata infatti sviluppata negli ultimi venti anni e ne è prova la vastissima bibliografia sull'argomento.

Tra i migliori codici oggi in uso figurano il *BLAST*, il *PASOLE*, *l'ESP*-I, l' *NBSLD*, il *MORE*, il *BIOCLI* etc., che, a seconda dei casi, si fondano o sul modello dei *quadrupoli generalizzati* o su quello delle *z-trasformate* o sul metodo delle *traiettorie di stato* (BIOCLI). Nella versione originaria tali codici sono stati sviluppati per lo più in FORTRAN e per grandi computer ("*mainfrane*"), almeno per tre motivi.

1) Perché sebbene l'occupazione di memoria per l'esecuzione del programma non sia particolarmente estesa (360 Kbytes per il *MORE*, 200 per *l'ESP-I*, 300 per il *BIOCLI*), a seconda del grado di dettaglio richiesto nella simulazione, la memoria di massa necessaria per la descrizione topologica dell'edificio può raggiungere diverse centinaia di Kbytes.
2) Perché, tra la gran mole di dati da elaborare e i processi altamente iterativi spesso richiesti, sono irrinunciabili i computers digitali ad alta velocità.
3) Perché solo a partire dagli anni '80 tali caratteristiche si sono rese disponibili su calcolatori di fascia più bassa (supermini, mini e microcomputer).

La struttura di un codice di calcolo, in generale, si compone di 3 parti: 1) fase di input dei dati, 2) di elaborazione e 3) fase di output.

Molta cura viene dedicata alla fase di assegnazione dei dati, per renderla agevole, spedita e il più possibile esente da errori di digitazione. Spesso questa parte del programma viene assunta come indice importante della qualità del software. All'operatore viene richiesto non solo l'immissione dei dati di struttura e di configurazione (caratteristiche geometriche e termofisiche dei singoli elementi, proprietà dei materiali, volumetria, esposizione etc.) ma anche tutta una serie di informazioni volte alla "ricostruzione delle condizioni al contorno" (presenza di schermature o zone d'ombra, ricambi d'aria, ventilazione tra ambienti, presenza di persone, luci, impianti, etc.). La totalità di queste informazioni viene ordinata in una grande banca dati la cui struttura e gestione costituisce uno dei momenti più delicati e importanti del progetto del software, dipendendo da questa la facilità di implementazione delle parti successive del codice.

La parte centrale di questo comprende poi la vera e propria elaborazione dei dati. Questa fase normalmente consiste di un programma principale ("*main*") che richiama e coordina una serie di "*subroutines*" secondarie, ciascuna preposta a una funzione specifica. La elaborazione propriamente detta si sviluppa in tre stadi successivi:

· calcolo degli apporti termici per componente: questo può essere una parete, una finestra, una porta, una copertura, una fondazione etc., considerato separato dal contesto abitativo che contribuisce a formare;
· calcolo dei carichi termici ambiente: attraverso la somma dei contributi energetici degli elementi costituenti l'ambiente stesso e degli apporti accidentali (luci, persone, impianti, sorgenti ausiliarie);
· calcolo delle temperature dell'aria, delle pareti etc., e dei consumi effettivi.

Ad arricchire questa struttura di elaborazione concorrono una serie di programmi atti a valutare gli effetti della fluidodinamica dell'aria, i livelli di comfort termico, la rotazione delle ombre, il comportamento dell'utente (che può per es. aprire e chiudere porte e finestre modificando la convezione e i flussi d'aria oppure alzare e abbassare tapparelle, schermature etc., alterando così, ex abrupto, la resistenza alla trasmissione del calore), allo scopo di rendere aderente la simulazione alle effettive condizioni di funzionamento.

La fase di output, infine, prevede una serie di programmi per la presentazione dei risultati in forma grafica e/o tabellare. Anche in questa è possibile all'operatore selezionare il grado di dettaglio desiderato. Si hanno allora output analitici (andamenti orari) o sintetici (andamenti giornalieri, o mensili) di temperature, carichi termici, consumi etc.

In conclusione il grado di accuratezza nella definizione e il rigore scientifico cui possono attendere i migliori codici di calcolo è veramente elevato. Tuttavia a una eccessiva "*risoluzione*" si oppongono tempi di calcolo e quindi costi a volte onerosi.

Si tratta allora di impostare preventivamente - anche in questa sede - un'analisi costi-benefici finalizzata agli scopi che ci si prefigge e, in base ad essa, definire la scala di dettaglio appropriata Spesso tuttavia, ciò a cui l'Utente è interessato, non è tanto il valore assoluto di alcune grandezze, quanto la loro incidenza percentuale in relazione alle diverse ipotesi di progetto da esaminare.

Se questo è l'obiettivo può allora essere utile restringere il settore d'indagine ad alcune parti dell'edificio, studiando nel dettaglio solo gli aspetti che hanno attinenza con le variabili cui si è maggiormente interessati.

Nell'ambito del PFE (*Progetto Finalizzato Energetica* del CNR) si sono effettuati studi per definire una logica che consenta di scegliere "*a priori*" la scala e il tipo di approccio più consoni ai diversi possibili obiettivi della simulazione e quindi al controllo energetico della progettazione. Un altro limite dei grandi codici è quello che si potrebbe definire come una "tendenza alla elefantiasi".

A seguito, infatti, di successivi sviluppi e potenziamenti, essi hanno raggiunto una tale vastità e complessità da rendere quasi impossibile da un lato l'intervento di operatori che non siano gli addetti ai lavori e dall'altro la reale trasportabilità su macchine più piccole. Rari sono infatti i casi di grandi codici dai quali sono state ricavate versioni semplificate

E' per consentire una maggiore accessibilità e diffusione di questi strumenti di calcolo che si sono parallelamente sviluppati i "*metodi semplificati*". Questi, a fronte di un minor grado di dettaglio e di rigore concettuale, consentono tuttavia valutazioni affidabili e provate che, sebbene valide sul medio e breve termine (non più sul transitorio) risultano di pratica utilità per i tecnici progettisti.

Tali metodi, comunque, sorti in origine per un uso spiccatamente manuale, tendono oggi ad essere anch'essi computerizzati.

6.3.8 I METODI SEMPLIFICATI

I metodi semplificati nascono ora da riduzioni ed approssimazioni dei metodi rigorosi ora da approcci specifici ed originali appositamente formulati. Alla prima categoria appartengono quei metodi che si fondano sull'uso di semplici correlazioni tra variabili (spesso adimensionali) ricavate attraverso innumerevoli simulazioni al calcolatore con i modelli rigorosi.

In altri termini si costruiscono preventivamente una coppia o una terna di variabili e che spesso rivestono un particolare significato fisico.

Si esegue con un codice sofisticato una serie di simulazioni estesa ad un vasto campo di tipologie edilizie, destinazione d'uso dell'edificio, località climatiche, categorie di materiali etc., e si ricavano le correlazioni che legano tra loro tali variabili.

Il risultato di questa operazione viene di solito presentato in forma di diagrammi e/o tabelle che, a meno di qualche calcolo parziale o preliminare sono di rapido e facile impiego.

Presso l'Università di Padova è stato, per esempio, sviluppato un metodo di questo tipo le cui correlazioni sono state ricavate tramite il codice americano *NBSL*. Questo metodo, in particolare, sebbene utilizzi nei calcoli formule tipiche dello stato stazionario, consente, proprio tramite le suddette correlazioni, la presa in conto degli effetti della massa sulle prestazioni globali dell'edificio. Il metodo si è poi esteso anche in altri domini.

Grande diffusione hanno avuto per es. il metodo *F-chart* (riduzione del programma *TRNSYS*) per i sistemi solari attivi a collettori piani ed il metodo *LANL* (*Los Alamos National Laboratories*) ricavato dal codice *PASOLE* per i sistemi solari passivi. In ogni caso questi metodi fanno uso di dati meteorologici sintetici (per es. valori medi mensili di temperatura, radiazione solare, contributi di sorgenti interne etc.) e non possono tener conto di fattori contingenti od accidentali (ombre portate, effetti del vento, interazioni tra ambienti adiacenti) se non in forma approssimata ed arbitraria, affidata al giudizio dell'operatore.

Un metodo che consente una maggiore precisione nella valutazione dei fabbisogni termici è il cosiddetto "*Bin-method*" che utilizza i dati meteorologici disaggregati secondo le ricorrenze (o frequenze) orarie (medie mensili od annuali) della temperatura esterna e dell'umidità relativa. Più precisamente l'intero campo nel quale varia la temperatura esterna di una data località viene suddiviso in intervalli di 5°C (detti *bin*). Apposite tabelle ottenute dalla elaborazione dei dati climatici, forniscono poi il numero di ore in cui ogni dato intervallo di temperatura ricorre e la umidità relativa associata.

Utilizzando a questo punto le semplici formule della trasmissione del calore (in regime stazionario) è possibile valutare l'aliquota di energia dispersa ed estendendo la procedura a tutti gli intervalli, risalire al fabbisogno energetico medio mensile od annuale del modulo abitativo o dell'intero edificio. Sul *'Bin-method'*, tuttavia, pesa in misura anche maggiore che sugli altri, la natura ripetitiva della procedura di calcolo. Inoltre, a differenza del metodo precedente (il metodo di Padova), non consente valutazione alcuna degli effetti della massa. Per contro fa un uso più appropriato dei dati climatici, e come tale ha trovato vasto impiego nell'analisi dei sistemi ad energia solare ed a pompa di calore, data l'elevata sensitività di questi alle condizioni esterne (30).

Merita infine di essere citato, se non altro per l'importante concetto che sottende, *il "metodo dei gradi giorno*", usato per valutazioni sommarie e di prima approssimazione del carico termico invernale. La somma del prodotto tra la differenza di temperatura interna-esterna per il numero di giorni in cui tale differenza si verifica fornisce i *Gradi - Giorno* di quella località. La sommatoria si estende a tutto quel periodo in cui la temperatura esterna media mensile si mantiene inferiore ai 12 °C.

Tali estremi definiscono pertanto la stagione di riscaldamento. La temperatura interna di riferimento è assunta (a seconda degli stati nazionali) pari a 19°C o 18°C, comunque minore di 20 °C, per tenere conto di eventuali sorgenti gratuite di calore (luci, persone, etc.)e del guadagno solare.

A questo proposito si ricorda che l'Italia è suddivisa in cinque regioni climatiche (zone A, B, C, D ed E) in funzione dei *gradi-giorno* delle rispettive località (vedi allegati alla legge 10/91 e del DPR 412/94). I gradi giorno esprimono quindi quanto una località sia fredda o temperata e sono per ciò stesso un indice dei disperdimenti termici di un edificio ivi ubicato, e quindi dei suoi consumi energetici.

Infatti, il fabbisogno termico per trasmissione attraverso le pareti, dell'intera stagione invernale e' per esempio calcolabile dalla formula:

$$Q_d = GG \cdot \bar{K} \cdot S \cdot H$$

ove si ha:
GG = *Gradi-Giorno* della località
K = Trasmittanza media dell'edificio (W/(m²K);
S = Superficie disperdente (m²);
H = Ore al giorno di riscaldamento.
ed il consumo di combustibile dalla formula:

$$C = \frac{Q_d + Q_v}{E_c \eta_c}$$

essendo:
Q_v = Fabbisogno termico per infiltrazione (W);
Q_c = Potere calorifico inferiore del combustibile (kJ/kg);
η_c = Rendimento energetico della caldaia.

6.4 OSSERVAZIONI SUI GRANDI CODICI DI CALCOLO

Quello che è stato appena tracciato è solo un quadro essenziale dei temi e delle problematiche connesse con il problema del controllo energetico della progettazione. Un quadro che si dilaterebbe parecchio se ai metodi fondamentali, ciascuno con la propria connotazione di originalità e per ciò stesso, nella loro sostanza piuttosto ben distinti l'uno dall'altro, si aggiungessero tutte le soluzioni intermedie e gli intelligenti compromessi tra rigore e semplicità di calcolo che l'ingegno umano e la recente ricerca hanno prodotto a tutt'oggi.

A titolo di ragionevole conclusione si potrebbe dunque affermare che mentre i metodi semplificati andrebbero usati per un primo veloce controllo delle scelte iniziali, i metodi rigorosi dovrebbero servire per illuminare angoli di dubbio, punti di concorrenza tra effetti contrastanti, nelle fasi più avanzate della progettazione. L'analisi di sensitività infine dovrebbe essere invocata nelle fasi della limatura finale del progetto, al momento della ottimizzazione, sebbene la misura, almeno per ordini di grandezza, della sensitività di un parametro rispetto ad un altro dovrebbe essere sempre viva nella mente del tecnico, guidandolo quasi istintivamente alle scelte più opportune in qualunque fase del progetto.

In ogni caso il "grado di risoluzione" conseguito nella descrizione del fenomeno ed il rigore concettuale apprestato dal modello matematico a nulla valgono se alcune grandezze fondamentali quali i parametri termofisici (conducibilità, trasmittanza, calori specifici etc.) e climatici (radiazione solare, temperature esterne etc.), sono affetti, come di fatto accade, da grande incertezza. D'altra parte recenti studi hanno accertato che la simulazione di un determinato edificio eseguita con codici diversi può dar luogo a risultati sensibilmente diversi tra loro. Il grado di affidabilità dei metodi sopra descritti e dei relativi codici dovrebbe essere allora controllato attraverso il riscontro sperimentale.

Accade però che rispetto alla molteplicità ed alla complessità delle situazioni e dei casi che si possono indagare, la validazione sperimentale di un grande codice presenta il seguente dilemma: condurre l'osservazione su apparati di prova che tendano ad isolare un fenomeno, a circoscriverne un aspetto particolare sul quale verificare la sensibilità del codice, perdendo cosi di vista la prestazione generale del sistema. Oppure nel tentativo di valutarne quest'ultima, sul medio e breve termine (per es. un mese od una sequenza di giorni, rinunziare a controllarne la capacità di analisi sul dettaglio.

Dal momento allora che non è di solito fattibile esaurire le molteplici possibilità di un codice, una validazione sperimentale completa risulta cosa difficile in misura pari alla versatilità del codice stesso. Ma del resto, se anche si disponesse di programmi perfettamente convalidati e grandezze fondamentali di calcolo esattamente note, almeno due altri aspetti introducono ancora un sostanziale elemento aleatorio nella descrizione del sistema: si pensi a taluni fattori accidentali (condizioni climatiche, comportamento dell'utente etc.) e, soprattutto, alla categoria della sensazione fisica del benessere termico o comfort ambientale, alla quale va in ultima analisi commisurato l'esito della

progettazione energetica dell'edificio e che, nonostante gli sforzi fatti per quantificarla e oggettivarla, rientra pur sempre nella sfera del soggettivo.

Nonostante tuttavia questa dimensione di incertezza, del resto insita in ogni umana descrizione della natura, e nonostante la sfuggente definizione del benessere termico come categoria mentale, i metodi che abbiamo descritto - sofisticati o no - restano pur sempre un potente mezzo di conoscenza e di previsione che ci mettono al riparo da ciò che è il "comportamento controintuitivo dei sistemi complessi" (e per quanto visto finora si ribadisce che un edificio nei suoi aspetti termodinamici è un sistema complesso).

Non ultimo con l'ausilio di questi strumenti si potranno ancora migliorare le condizioni ambientali dell'Uomo.

Ciò è vero in senso stretto, in quanto con un più efficace controllo del microclima locale miglioreranno il benessere e (si spera!) l'efficienza degli occupanti; e in senso largo, poiché ogni migliore controllo del microclima locale contribuisce a ridurre gli sprechi e i guasti ambientali.

6.5 CODICI DI SIMULAZIONE DISPONIBILI

La valutazione della risposta in transitorio termico degli edifici risulta piuttosto complessa a causa del gran numero di variabili e di equazioni differenziali che ne derivano. Oggi abbiamo la possibilità di utilizzare i computer e pertanto si sono resi disponibili diversi programmi commerciali che permettono di ottenere la simulazione completa dell'evoluzione dinamica degli edifici. Si tratta quasi sempre di software proprietario e costoso ma esistono alcune eccezioni, per fortuna, anche di buon livello.

Ad esempio il DOE (*Department Of Energy)* degli USA produce una notevole quantità di software utilizzato, in special modo, per la simulazione dinamica degli edifici, per la progettazione avanzata degli impianti e per ricerca scientifica. Il programma forse più noto è il ***DOE-2*** che utilizza il metodo delle impedenze per calcolare la risposta dinamica di edifici comunque complessi. Questo software (venduto con licenze variabili da 500 a 4000 $) ha anche la possibilità di simulare l'interazione edificio – impianto, cioè consente di ottenere la risposta in transitorio non solo per l'evoluzione propria dell'edificio ma anche con l'inserimenti di impianti di vario tipo (ventilazione, riscaldamento, condizionamento, ….).

Lo stesso DOE pubblica anche numerosi pacchetti software con licenza gratuita. Si tratta di software di ottimo livello che richiede una registrazione per ottenere la licenza gratuita. Uno di questi pacchetti è ***ENERGY PLUS*** che fra l'altro utilizza il core di calcolo di *DOE-2*. Questo software è anche disponibile in formato sorgente (prevalentemente *FORTRAN*) con un costo aggiuntivo di 500 $.

ENERGY PLUS è essenzialmente costituito, sulla falsariga dei grandi codici di calcolo, da tre blocchi fondamentali denominati:

- Pre processor: si tratta del software che consente di inserire i dati di input;
- Processor: è il cuore del pacchetto ed è preposto ad effettuare i calcoli veri e propri;
- Post processor: è il software che consente di stampare i risultati di calcolo.

Purtroppo il pre e il post processor forniti con *ENERGY PLUS* sono piuttosto limitati e richiedono un notevole sforzo sia per l'input dei dati che per l'interpretazione dei dati finali.

Questa scelta non è casuale poiché il DOE si è prefisso di fornire solamente il processor, cioè la parte di calcolo vera e propria, lasciando agli utenti o a Terze Parti (cioè ad altri produttori di software) il compito di gestire l'input e l'output dei dati.

Tuttavia il package è corredato da un buon numero di manuali tecnici che descrivono minuziosamente sia le routine di calcolo che la forme tabellare dell'input e dell'output. Ad esempio, in Figura 81 si ha la finestra di avvio del programma *ENERGY PLUS* con la selezione del progetto e del clima. Si osservi come l'input dei dati è affidato a due tipi di Editor semplici uno di tipo *TEXT* e il secondo specializzato (IDF Editor).

Il primo, editor in formato *txt*, è un normale editor testuale, ad esempio il Blocco Note di Windows, che richiama il file di input (*BaseBoardElectric.idf* nell'esempio considerato) e consente all'Utente di scrivere e/o modificare i campi del file come si desidera.

Naturalmente ciò richiede una perfetta conoscenza del formato dei campi del file di input (ed è disponibile un buon manuale per questo!) e dei nomi da utilizzare per referenziarli.

Si tratta di un lavoro piuttosto complesso e decisamente esposto all'errore da parte di chi deve inserire i dati. LA cosa si complica molto quanto più grande ed articolato è l'edificio da simulare.

Purtroppo questa impostazione dell'input deriva dall'utilizzo del Fortran come linguaggio di programmazione.

Questo linguaggio usava, nei vecchi calcolatori, le schede elettroniche nelle quali, mediante una apposita macchina punzonatrice, si digitavano i dati in righe di 80 caratteri utilizzando la codifica ASCII o EDCB (dell'IBM) per ciascun carattere.

Le routine di input di questo linguaggio ancora oggi usa i comandi READ o WRITE specificando un FORMAT orientato alle righe da 80 colonne.

Oggi non utilizziamo più le schede magnetiche ma possiamo scrivere direttamente i dati con un normale editor di testi.

Pur tuttavia il formato dei dati è ancora obbligato dalle regole di lettura del Fortran e questo spiega (almeno parzialmente) il perché si usa il pre processor.

In Figura 82 si ha la visualizzazione, con Blocco Note di Windows ma si può usare qualunque editor di testi si desideri, del file di input *BaseBoardElectric.idf* dell'esempio considerato.

Si osservi come si utilizzino le convenzioni del Fortran per delimitare i commenti e le parole chiave (*TIMESTEP, BUILDING, SOLUTION ALGORITHM, INSIDE CONVECTION ALGORITHM,* ….) i campi numerici di input.

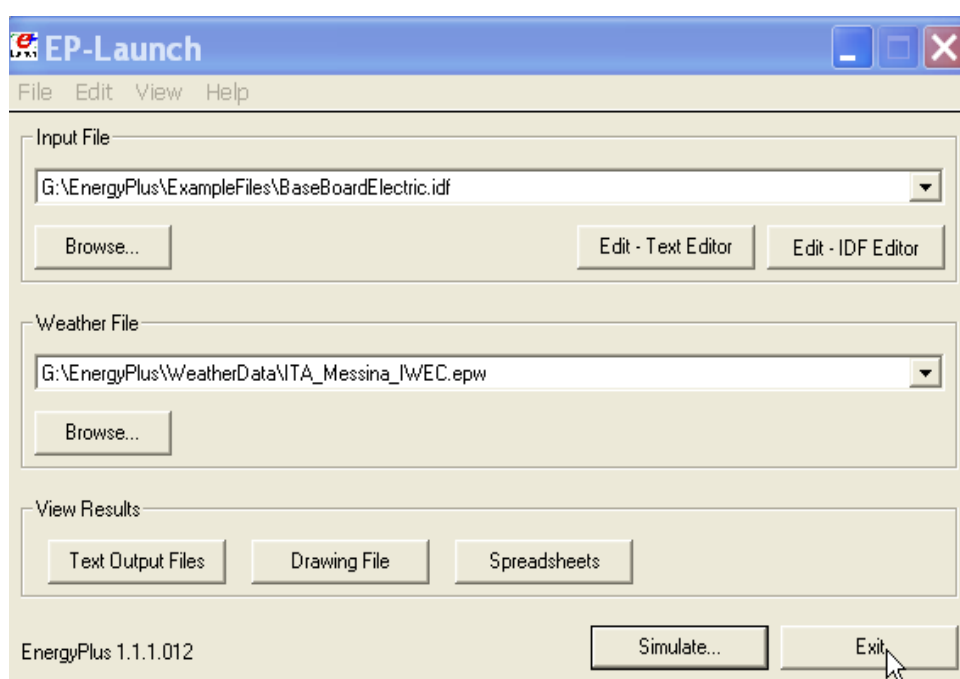



Figura 81: Finestra di avvio di Energy Plus con la selezione del progetto e del clima

BaseBoardElectric.idf - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
! BaseBoardElectric.idf
! Basic file description: test of convective electric baseboard model
! Run:      2 design days.
! Building: Fictional 3 zone building with interzone partitions connecting all zones together.
!           No ground contact (all floors are "partitions").  Roofs exposed to outdoor environment.
!           There is one single pane window.
! Internal: People, equipment, and lighting all at approximately "normal" levels and schedules.
! System:   3 zone terminal reheat system using a single air loop.  Controlled about like the old
!           BLAST "NWS2" control profile.  Heating up to 20 C during occupied hours, 15 C otherwise.
!           Cooling to 24 C while occupied, 30 C otherwise.  Fans and coils scheduled to be unavailable
!           during unoccupied hours.  Cooling coil off all winter.  Reheat coil on all year.
!           System configuration is very basic--air loop has a fan and cooling coil, each zone leg has
!           nothing more than a reheat coil.
! Plant:    Heating loop served by purchased heating.  Cooling loop served by two different types of
!           chillers and purchased cooling.  Priority based controls determine which piece of equipment
!           tries to meet the load.
! SolDis=FullInteriorAndExterior, Aniso, Detailed Interior and Exterior Convection

  Version,
    1.1.1;  !- Version Identifier

  TIMESTEP IN HOUR,
    6;  !- Time Step in Hour

  ZONE VOLUME CAPACITANCE MULTIPLIER,
    1.0;  !- Capacitance Multiplier

  BUILDING,
    NONE,  !- Building Name
    0.0000000E+00,  !- North Axis {deg}
    Suburbs,  !- Terrain
    3.9999999E-02,  !- Loads Convergence Tolerance Value {W}
    0.4000000,  !- Temperature Convergence Tolerance Value {deltaC}
    FullInteriorAndExterior,  !- Solar Distribution
    25;  !- Maximum Number of Warmup Days

  SOLUTION ALGORITHM,
    CTF;  !- SolutionAlgo

  INSIDE CONVECTION ALGORITHM,
    Detailed;  !- InsideConvectionValue

  OUTSIDE CONVECTION ALGORITHM,
    Detailed;  !- OutsideConvectionValue

  Location,
    Chanute AFB IL,  !- LocationName
    40.300,  !- Latitude {deg}
    -88.130,  !- Longitude {deg}
    -6.0,  !- TimeZone {hr}
    229.51;  !- Elevation {m}

  DesignDay,
    CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER,  !- DesignDayName
    32.77778,  !- Maximum Dry-Bulb Temperature {C}
    12.77778,  !- Daily Temperature Range {deltaC}
    22.77778,  !- Humidity Indicating Temperature at Max Temp {C}
    99433.54,  !- Barometric Pressure {Pa}
    3.807968,  !- Wind Speed {m/s}
    213.0000,  !- Wind Direction {deg}
    0.9800000,  !- Sky Clearness
    0,  !- Rain Indicator
```

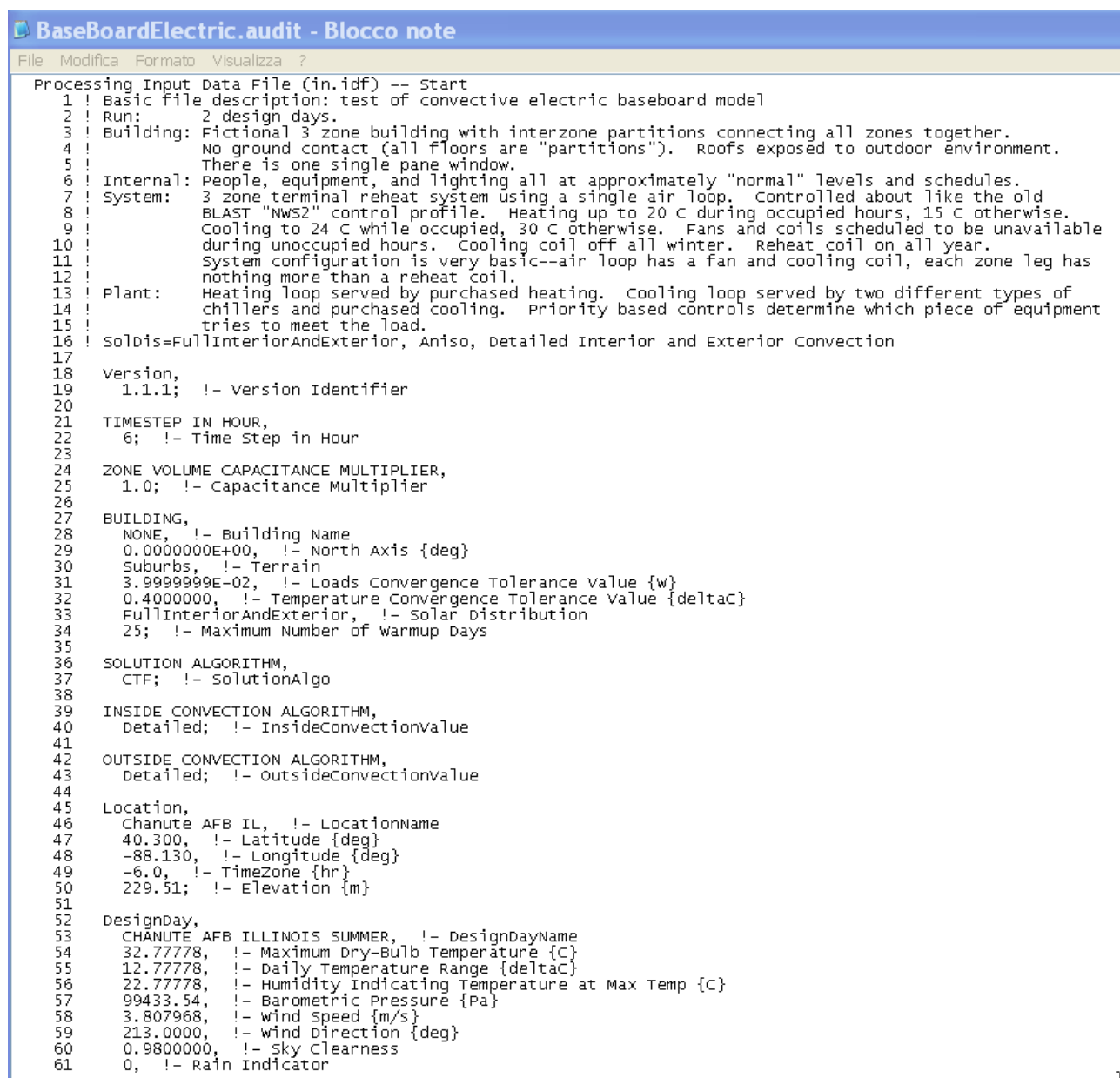



Figura 82: Editor Txt di Energy Plus- Parte iniziale

BaseBoardElectric.audit - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Processing Input Data File (in.idf) -- Start
    1 ! Basic file description: test of convective electric baseboard model
    2 ! Run:       2 design days.
    3 ! Building: Fictional 3 zone building with interzone partitions connecting all zones together.
    4 !           No ground contact (all floors are "partitions").  Roofs exposed to outdoor environment.
    5 !           There is one single pane window.
    6 ! Internal: People, equipment, and lighting all at approximately "normal" levels and schedules.
    7 ! System:   3 zone terminal reheat system using a single air loop.  Controlled about like the old
    8 !           BLAST "NWS2" control profile.  Heating up to 20 C during occupied hours, 15 C otherwise.
    9 !           Cooling to 24 C while occupied, 30 C otherwise.  Fans and coils scheduled to be unavailable
   10 !           during unoccupied hours.  Cooling coil off all winter.  Reheat coil on all year.
   11 !           System configuration is very basic--air loop has a fan and cooling coil, each zone leg has
   12 !           nothing more than a reheat coil.
   13 ! Plant:    Heating loop served by purchased heating.  Cooling loop served by two different types of
   14 !           chillers and purchased cooling.  Priority based controls determine which piece of equipment
   15 !           tries to meet the load.
   16 ! SolDis=FullInteriorAndExterior, Aniso, Detailed Interior and Exterior Convection
   17
   18   Version,
   19     1.1.1;  !- Version Identifier
   20
   21   TIMESTEP IN HOUR,
   22     6;  !- Time Step in Hour
   23
   24   ZONE VOLUME CAPACITANCE MULTIPLIER,
   25     1.0;  !- Capacitance Multiplier
   26
   27   BUILDING,
   28     NONE,  !- Building Name
   29     0.0000000E+00,  !- North Axis {deg}
   30     Suburbs,  !- Terrain
   31     3.9999999E-02,  !- Loads Convergence Tolerance Value {W}
   32     0.4000000,  !- Temperature Convergence Tolerance Value {deltaC}
   33     FullInteriorAndExterior,  !- Solar Distribution
   34     25;  !- Maximum Number of Warmup Days
   35
   36   SOLUTION ALGORITHM,
   37     CTF;  !- SolutionAlgo
   38
   39   INSIDE CONVECTION ALGORITHM,
   40     Detailed;  !- InsideConvectionValue
   41
   42   OUTSIDE CONVECTION ALGORITHM,
   43     Detailed;  !- OutsideConvectionValue
   44
   45   Location,
   46     Chanute AFB IL,  !- LocationName
   47     40.300,  !- Latitude {deg}
   48     -88.130,  !- Longitude {deg}
   49     -6.0,  !- TimeZone {hr}
   50     229.51;  !- Elevation {m}
   51
   52   DesignDay,
   53     CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER,  !- DesignDayName
   54     32.77778,  !- Maximum Dry-Bulb Temperature {C}
   55     12.77778,  !- Daily Temperature Range {deltaC}
   56     22.77778,  !- Humidity Indicating Temperature at Max Temp {C}
   57     99433.54,  !- Barometric Pressure {Pa}
   58     3.807968,  !- Wind Speed {m/s}
   59     213.0000,  !- Wind Direction {deg}
   60     0.9800000,  !- Sky Clearness
   61     0,  !- Rain Indicator
```

Figura 83: File di input come visto dal pre-processor

Il secondo Editor (*denominato IDF Editor*) è ancora un editor testuale ma ha una logica interna che lo porta a conoscere già i formati necessari, le parole chiavi e tutto quant'altro necessario per la preparazione del file di input. In Figura 84 si ha la finestra di avvio di questo editor ed è possibile osservare diverse finestre che vengono attivate non appena si seleziona un campo da editare, come indicato dalla Figura 84 alla Figura 87.

Il pre processor legge questo file opportunamente scritto, ne verifica la congruità (geometrica e di calcolo) cioè controlla la presenza dei campi necessari al calcolo, il loro formato e la reciproca congruenza (vedi Figura 83) e alla fine, dopo avere scritto un file di LOG degli errori (vedi Figura 88), lancia il Processor vero e proprio.

Il processor visualizza una finestra nella quale, in rapida successione, stampa alcune righe in formato testo per indicare quanto sta facendo. Dopo qualche secondo (l'intervallo di tempo dipende dalla complessità del calcolo) si ritorna alla finestra di Figura 81 nella quale, in basso, si ha la possibilità di vedere uno sketch dell'edificio (Energy Plus genera un file dxf che viene automaticamente passato ad AutoCad®), come indicato in Figura 92.

Si ha poi la possibilità di visualizzare i dati di calcolo sia in formato testo, vedi Figura 94, che in formato EXCEL, vedi Figura 93.

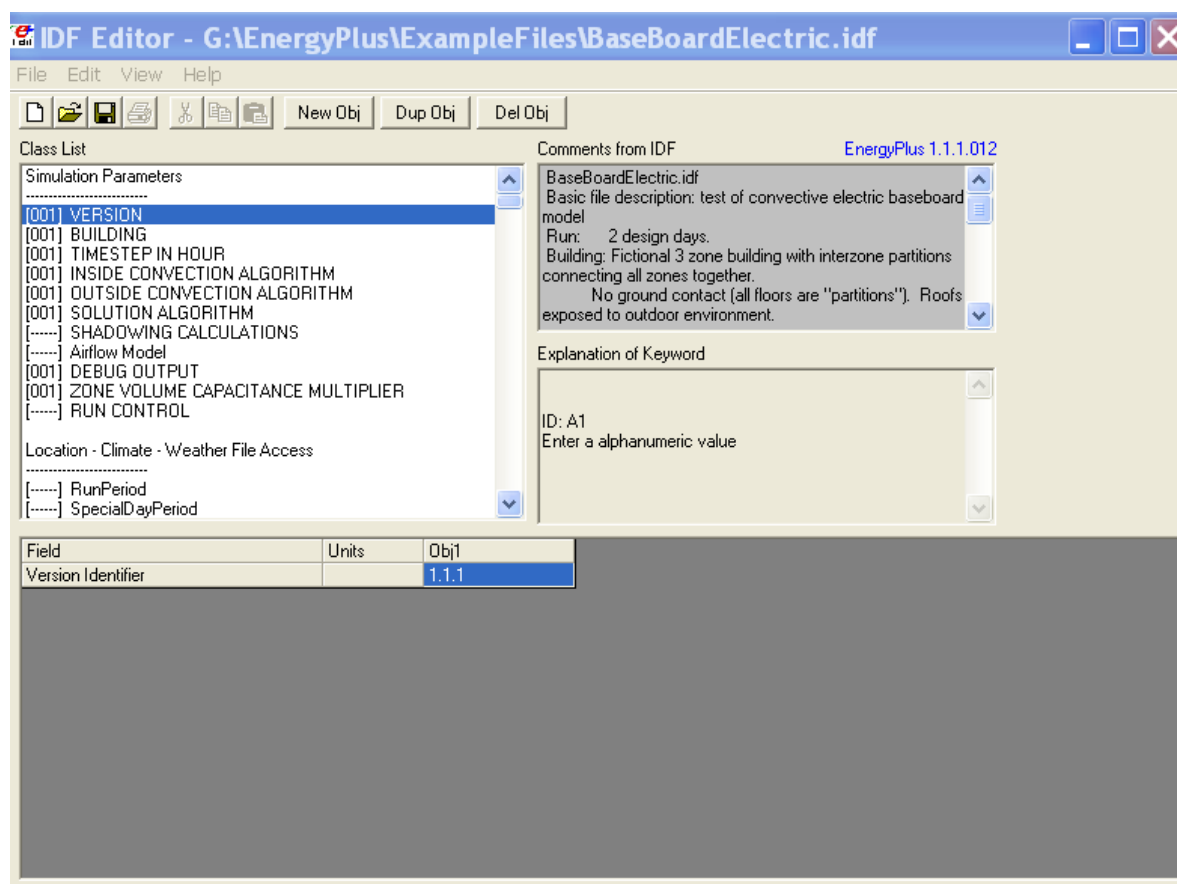



Figura 84: Finestra con editor IDF di Energy Plus

Come si può vedere la visualizzazione dei dati e la loro interpretazione non è agevole. Essa risulta completa dal punto di vista calcolistica ma estremamente dispersiva soprattutto se si considera l'enorme quantità di dati ottenuti dal programma.

Questo spiega perché si rende opportuno utilizzare un software più *user friendly* sia per le fasi di input che per quelle di output.

Stanno per essere posti in commercio alcuni package (non più gratuiti, però) che forniscono un notevole ausilio sia per l'input che per l'interpretazione dell'output. Uno di questi software è DESIGNBUILDER® e che fornisce una interfaccia molto intuitiva e visuale di tutte le fasi sia di input che di output.

Se ne presentano qui alcuni esempio di uso giusto per chiarire quanto sopra detto.

Si può osservare dalla Figura 95 alla Figura 99 come l'input venga guidato da finestre grafiche per il disegno (si osservi la Figura 94 per un'idea della bontà dell'input), per la selezione dei componenti e dei materiali.

Il programma fa largo uso di data base interni per cui la selezione dei materiali è totalmente grafica, come si può osservare, ad esempio, in Figura 99.

Costruita la struttura si passa a selezionare le ipotesi di carico e la situazione degli impianti, come illustrato in Figura 100 fino alla Figura 107.

In fine, lanciata la simulazione (che utilizza sempre il processor di Energy Plus) si ottengono i dati di output che vengono rappresentati in forma grafica per una perfetta lettura, come illustrato dalla Figura 108 alla Figura 119 sia per le condizioni invernali che per quelle estive.

Si osservi come sia possibile cambiare la scala dei tempi (rappresentazione oraria, settimanale, mensile), il tipo di grafico che si desidera avere (cioè la variabile o le variabili di rappresentare).

E' infine possibile avere informazioni per la singola parete o la singola apertura, rappresentazione questa non riportata in figura.

In definitiva l'unione di un programma di questo genere rende più confortevole, preciso e proficuo l'utilizzo di Energy Plus.

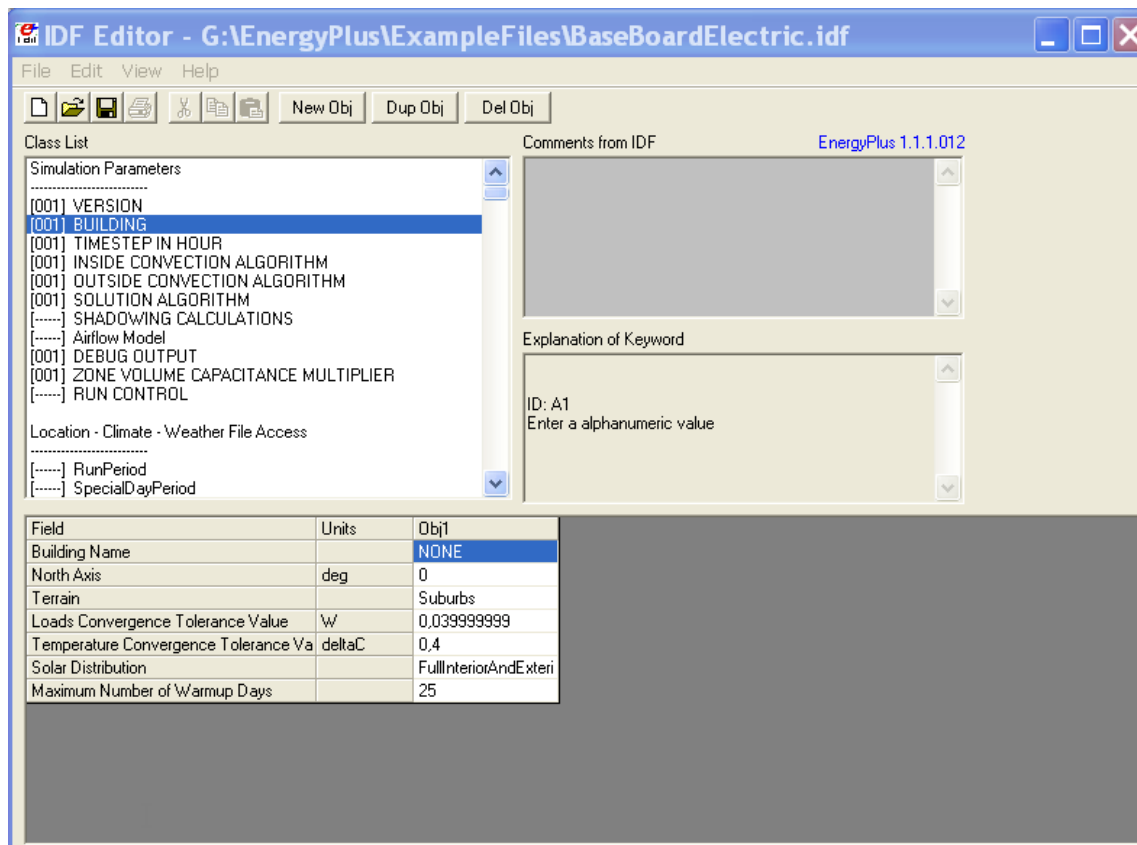



Figura 85: Editor IDF con visualizzazione della finestra BUILDING

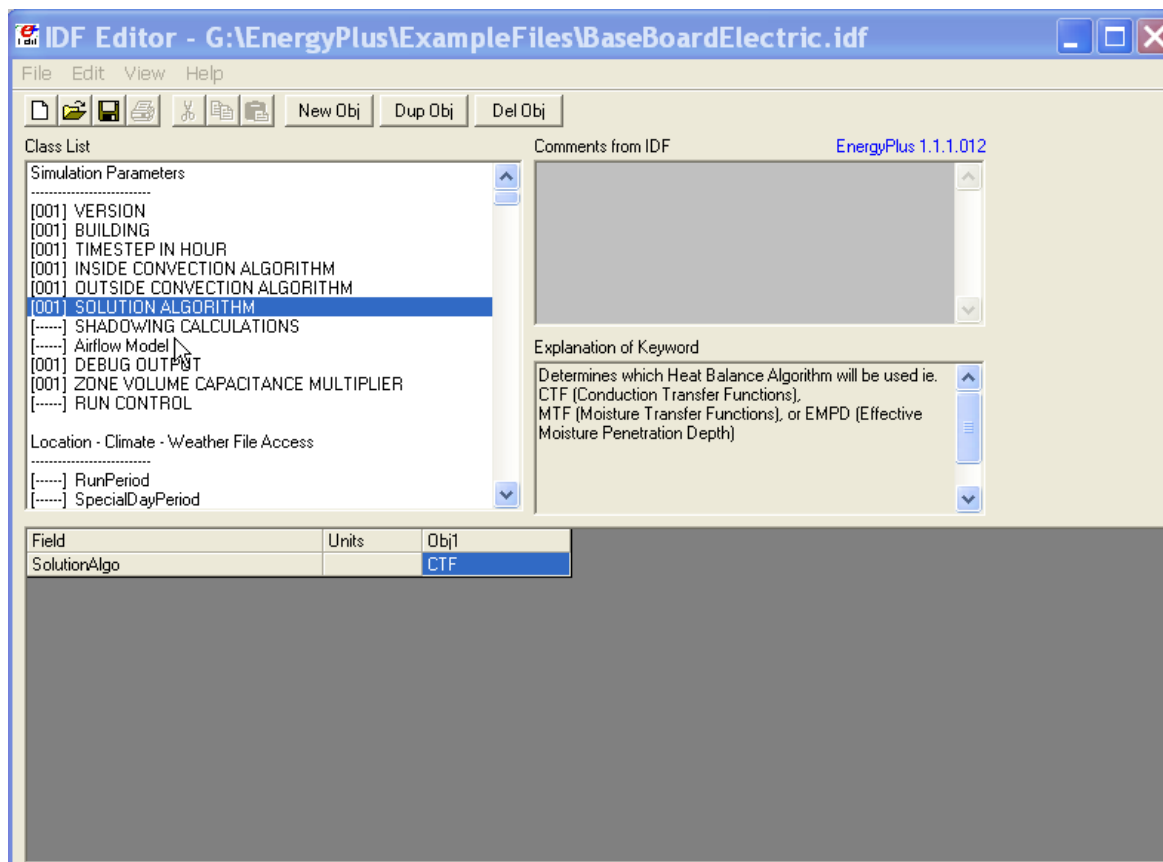



Figura 86: Editor IDF con la finestra di selezione dell'algoritmo di risoluzione

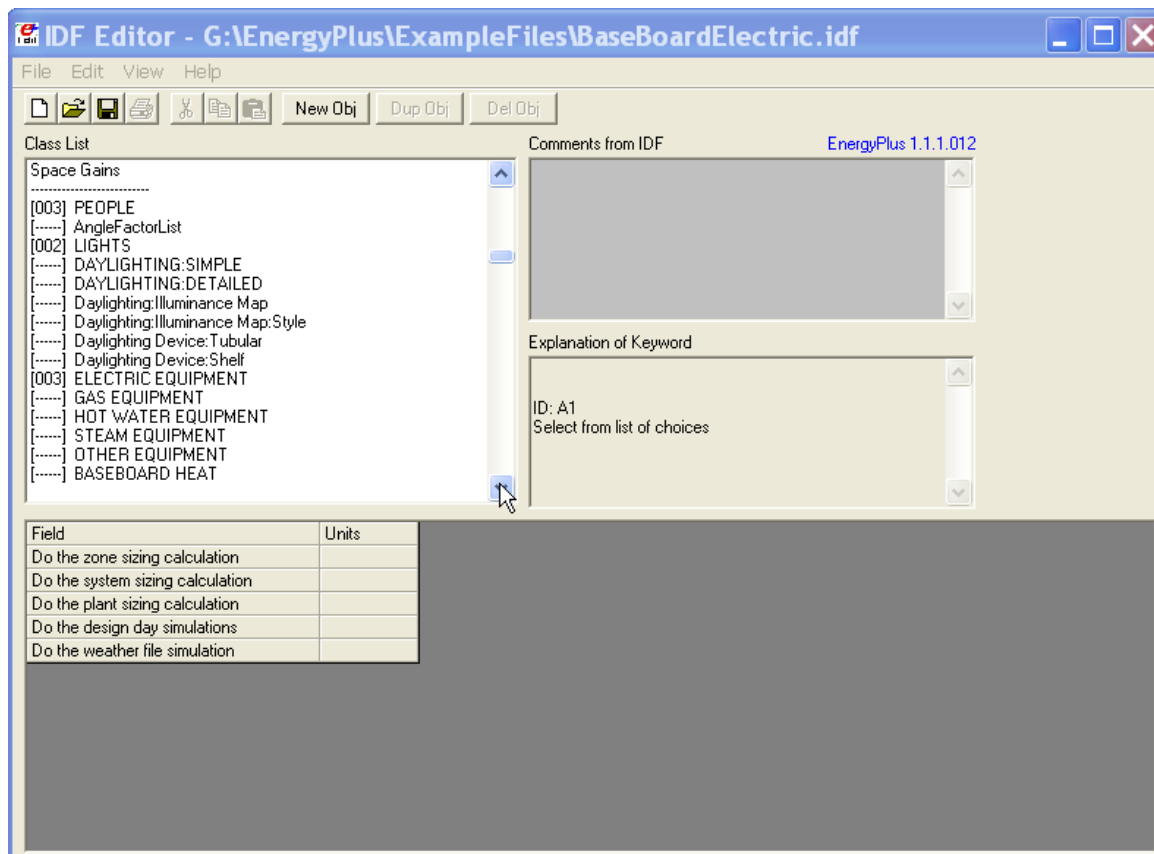



Figura 87: Editor IDF con visualizzazione dei dati PEOPLE

BaseBoardElectric.err - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
   ** Warning ** World Coordinate System selected.  Some Zone Origins are non-zero.
   **   ~~~   ** These will be used in Daylighting:Detailed calculations but not in normal geometry inputs.
   ************* Testing Individual Branch Integrity
   ************* All Branches passed integrity testing
   ************* Testing Individual Supply Air Path Integrity
   ************* All Supply Air Paths passed integrity testing
   ************* Testing Individual Return Air Path Integrity
   ************* All Return Air Paths passed integrity testing
   ************* No node connection errors were found.
   ** Warning ** The following lines are "Orphan Objects".  These objects are in the idf
   **   ~~~   **  file but are never obtained by the simulation and therefore are NOT used.
   **   ~~~   **  See InputOutputReference document for more details.
   ************* Object=FLUIDNAMES=WATER
   ************* Object=FLUIDPROPERTYTEMPERATURES=GLYCOLTEMPERATURES
   ************* Object=FLUIDPROPERTYCONCENTRATION=WATER
   ************* EnergyPlus Completed Successfully-- 2 Warning; 0 Severe Errors; Elapsed Time=00hr 00min 05sec
```

Figura 88: File di LOG degli errori

BaseBoardElectric.bnd - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
 This file shows details about the branches, nodes, and other elements of the flow connections.
 This file is intended for use in "debugging" potential problems that may also be detected
 by the program, but may be more easily identified by "eye".
 ================================================================
! #Nodes,<Number of Unique Nodes>
 #Nodes,52
! <NodeNumber>,<Node Name>,<# Times Node Referenced After Definition>
 1,ZONE 1 INLET NODE,2
 2,ZONE 2 INLET NODE,2
 3,ZONE 3 INLET NODE,2
 4,AIR LOOP OUTLET NODE,4
 5,AIR LOOP INLET NODE,2
 6,COOLING COIL AIR INLET NODE,3
 7,CW DEMAND INLET NODE,3
 8,CW DEMAND ENTRANCE PIPE OUTLET NODE,1
 9,COOLING COIL WATER INLET NODE,2
 10,COOLING COIL WATER OUTLET NODE,1
 11,CW DEMAND BYPASS INLET NODE,1
 12,CW DEMAND BYPASS OUTLET NODE,1
 13,CW DEMAND EXIT PIPE INLET NODE,1
 14,CW DEMAND OUTLET NODE,2
 15,SUPPLY SIDE EXIT PIPE INLET NODE,1
 16,CW SUPPLY OUTLET NODE,3
 17,CW SUPPLY INLET NODE,3
 18,CW PUMP OUTLET NODE,1
 19,LITTLE CHILLER INLET NODE,1
 20,LITTLE CHILLER OUTLET NODE,1
 21,BIG CHILLER INLET NODE,1
 22,BIG CHILLER OUTLET NODE,1
 23,PURCHASED COOLING INLET NODE,1
 24,PURCHASED COOLING OUTLET NODE,1
 25,CW SUPPLY BYPASS INLET NODE,1
 26,CW SUPPLY BYPASS OUTLET NODE,1
 27,CONDENSER SUPPLY INLET NODE,3
 28,CONDENSER PUMP OUTLET NODE,1
 29,CONDENSER TOWER INLET NODE,1
 30,CONDENSER TOWER OUTLET NODE,1
 31,COND SUPPLY BYPASS INLET NODE,1
 32,COND SUPPLY BYPASS OUTLET NODE,1
 33,CONDENSER SUPPLY EXIT PIPE INLET NODE,1
 34,CONDENSER SUPPLY OUTLET NODE,3
 35,CONDENSER DEMAND INLET NODE,3
 36,CONDENSER DEMAND ENTRANCE PIPE OUTLET NODE,1
 37,LITTLE CHILLER CONDENSER INLET NODE,1
 38,LITTLE CHILLER CONDENSER OUTLET NODE,1
 39,BIG CHILLER CONDENSER INLET NODE,1
 40,BIG CHILLER CONDENSER OUTLET NODE,1
 41,COND DEMAND BYPASS INLET NODE,1
 42,COND DEMAND BYPASS OUTLET NODE,1
 43,CONDENSER DEMAND EXIT PIPE INLET NODE,1
 44,CONDENSER DEMAND OUTLET NODE,2
 45,ZONE 1 NODE,0
 46,ZONE 1 OUTLET NODE,1
 47,ZONE 2 NODE,0
 48,ZONE 2 OUTLET NODE,1
 49,ZONE 3 NODE,0
 50,ZONE 3 OUTLET NODE,1
 51,ZONE EQUIPMENT INLET NODE,2
 52,RETURN AIR MIXER OUTLET,2
 ================================================================
 Suspicious nodes have 0 references.  It is normal for some nodes, however.
 Listing nodes with 0 references (culled from previous list):
! <NodeNumber>,<Node Name>,<# Times Node Referenced After Definition>
 45,ZONE 1 NODE,0
 47,ZONE 2 NODE,0
 49,ZONE 3 NODE,0
 ================================================================
```

Figura 89: Esempio di file di verifica dell'input di Energy Plus

BaseBoardElectric.eio - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
! <Version>, Version ID
 Version, 1.1.1
! <Time Steps per Hour>, #TimeSteps, Minutes per TimeStep
 TimeSteps Per Hour,  6, 10
! <Run Control>, Do Zone Sizing, Do System Sizing, Do Plant Sizing, Do Design Days, Do Weather Simulation
 Run Control, No, No, No, Yes, Yes
! <GroundTemperatures>, Months From Jan to Dec {Deg C}
 GroundTemperatures,  20.03,  20.03,  20.13,  20.30,  20.43,  20.52,  20.62,  20.77,  20.78,  20.55,  20.44,  20.20
! <GroundTemperatures:Surface>, Months From Jan to Dec {Deg C}
 GroundTemperatures:Surface,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00,  18.00
! <GroundTemperatures:Deep>, Months From Jan to Dec {Deg C}
 GroundTemperatures:Deep,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00,  16.00
! <GroundReflectances>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
 GroundReflectances,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20
! <Snow Ground Reflectance Modifiers>, Normal, Daylighting {dimensionless}
 Snow Ground Reflectance Modifiers,   1.000,   1.000
! <Snow GroundReflectances>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
 Snow GroundReflectances,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20
! <Snow GroundReflectances For Daylighting>, Months From Jan to Dec {dimensionless}
 Snow GroundReflectances For Daylighting,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20,  0.20
! <Location>, Location Name, Latitude {N+/S- Deg}, Longitude {E+/W- Deg},  Time Zone Number {GMT+/-}, Elevation {m},  Standard Pressure at
Elevation {Pa}
Location,CHANUTE AFB IL,40.30,-88.13,-6.00,229.51,98598.
! <Environment>,Environment Name,Environment Type, Start Date, End Date, Start DayOfWeek, Duration {#days}, Source:Start DayOfWeek,  Use Daylight
Saving, Use Holidays, Apply Weekend Holiday Rule,  Use Rain Values, Use Snow Values
! <Environment:Special Days>, Special Day Name, Special Day Type, Source, Start Date, Duration {#days}
! <Environment:Daylight Saving>, Daylight Saving Indicator, Source, Start Date, End Date
! <Environment:WarmupDays>, NumberofWarmupDays
Environment,CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER,DesignDay, 7/21, 7/21,MONDAY,  1,N/A,N/A,N/A,N/A,N/A,N/A
Environment:Daylight Saving,No,DesignDay
! <Environment:Design Day Data>, Max Dry-Bulb Temp {C}, Temp Range {dC}, Temp Range Ind Type, Hum Ind Temp at Max {C}, Hum Ind Type,Pressure
{Pa}, Wind Direction {deg CW from N}, Wind Speed {m/s}, Clearness, Rain, Snow
! <Environment:Design_Day_Misc>,DayOfYear,ASHRAE A Coeff,ASHRAE B Coeff,ASHRAE C Coeff,Solar Constant-Annual Variation,Eq of Time {minutes},
Solar Declination Angle {deg}
Environment:Design Day Data,32.78,12.78,Default multipliers,22.78,Wet-Bulb,994330,213.,3.8,0.98,No ,No
Environment:Design_Day_Misc,202,1084.4,0.2082,0.1365,1.0,-6.23,20.6
! <Building Information>, Building Name,North Axis {deg},Terrain,  Loads Convergence Tolerance Value, Temperature Convergence Tolerance Value,
Solar Distribution,Maximum Number of Warmup Days
 Building, NONE,   0.000,Suburbs,   0.04000,   0.40000,FullInteriorAndExterior,25
! Inside Convection Algorithm, Value {Simple | Detailed | CeilingDiffuser | TrombeWall}
Inside Convection Algorithm,Detailed
! Outside Convection Algorithm, Value {Simple | Detailed}
Outside Convection Algorithm,Detailed
! Solution Algorithm, Value {CTF | EMPD | MTF}
Solution Algorithm, CTF
! Sky Radiance Distribution, Value {Anisotropic}
Sky Radiance Distribution,Anisotropic
! < Input Surface Geometry Information>,Starting Corner,Vertex Input Direction,Coordinate System
 SurfaceGeometry,UpperLeftCorner,CounterClockwise,WorldCoordinateSystem
! <Zone Information>,Zone Name,North Axis {deg},X Origin {m},Y Origin {m},Z Origin {m},Type,Multiplier,  Ceiling Height {m},Volume {m3},Zone
Inside Convection Algorithm {Simple-Detailed-CeilingDiffuser-TrombeWall}, Floor Area {m2},Exterior Gross Wall Area {m2},Exterior Net Wall Area
{m2},Exterior Window Area {m2}
 Zone Information, RESISTIVE ZONE,   0.000,   0.000,   0.000,   0.000,   1,   1,   3.048,   113.267,Detailed,    37.161,    37.161,    27.161,
10.000
 Zone Information, EAST ZONE,   0.000,   6.096,   0.000,   0.000,   1,   1,   3.048,   113.267,Detailed,    37.161,    46.452,    46.452,
0.000
 Zone Information, NORTH ZONE,   0.000,   0.000,   6.096,   0.000,   1,   1,   3.048,   169.901,Detailed,    55.742,    65.032,    65.032,
0.000
! <Construction>,Construction Name,#Layers,#CTFs,Time Step {hours},ThermalConductance
{w/m2-K},OuterThermalAbsorptance,InnerThermalAbsorptance,OuterSolarAbsorptance,InnerSolarAbsorptance,Roughness
! <Material>,Material Name,Thickness {m},Conductivity {w/m-K},Density {kg/m3},Specific Heat {J/kg-K},ThermalResistance {m2-K/w}
! <Material:Air>,Material Name,ThermalResistance {m2-K/w}
! <CTF>,Time,Outside,Cross,Inside,Flux (except final one)
 Construction,EXTWALL80,   3,   9,   0.167,      4.935    ,   0.900,   0.900,   0.920,   0.920,Smooth
 Material,A1 - 1 IN STUCCO,  0.0254,         0.692,   1858.142,      836.800,  0.3670E-01
 Material,C4 - 4 IN COMMON BRICK,  0.1015,         0.726,   1922.216,      836.800,  0.1397
 Material,E1 - 3 / 4 IN PLASTER OR GYP BOARD,  0.0191,         0.726,   1601.846,      836.800,  0.2622E-01
 CTF,   9,    -0.30277266E-07,     0.46556987E-13,    -0.73644342E-07,     0.11531992E-12
 CTF,   8,     0.40541432E-04,     0.92244617E-09,     0.37121894E-04,    -0.81110279E-08
 CTF,   7,    -0.36348194E-02,     0.90965034E-06,    -0.33448291E-02,     0.39022002E-05
 CTF,   6,     0.12317607    ,     0.11936632E-03,     0.11844274    ,    -0.28688242E-03
```

Figura 90: Esempio di LOG di calcolo di Energy Plus

BaseBoardElectric.rdd - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
 Var Type,Var Report Type,Variable Name [Units]
Zone,Average,Outdoor Dry Bulb [C]
Zone,Average,Outdoor Dew Point [C]
Zone,Average,Outdoor Wet Bulb [C]
Zone,Average,Outdoor Humidity Ratio [kgWater/kgAir]
Zone,Average,Outdoor Relative Humidity [%]
Zone,Average,Outdoor Barometric Pressure [Pa]
Zone,Average,Wind Speed [m/s]
Zone,Average,Wind Direction [degree]
Zone,Average,Sky Temperature [C]
Zone,Average,Diffuse Solar [W/m2]
Zone,Average,Direct Solar [W/m2]
Zone,Average,Ground Reflected Solar [W/m2]
Zone,Average,Ground Temperature [C]
Zone,Average,Surface Ground Temperature [C]
Zone,Average,Deep Ground Temperature [C]
Zone,Average,Outdoor Enthalpy [J/kg]
Zone,Average,Outdoor Air Density [kg/m3]
Zone,Average,Solar Azimuth Angle [degree]
Zone,Average,Solar Altitude Angle [degree]
Zone,Average,Solar Hour Angle [degree]
Zone,Sum,Raining
Zone,Sum,Snow On Ground
Zone,Average,Zone Transmitted Solar[W]
Zone,Average,Zone Window Heat Gain[W]
Zone,Average,Zone Window Heat Loss[W]
Zone,Average,Zone Opaque Surface Inside Face Conduction Gain[W]
Zone,Average,Zone Opaque Surface Inside Face Conduction Loss[W]
Zone,Average,Surface Ext Sunlit Area [m2]
Zone,Average,Surface Ext Sunlit Fraction []
Zone,Average,Surface Ext Solar Incident[W/m2]
Zone,Average,Surface Ext Solar Beam Incident[W/m2]
Zone,Average,Surface Ext Solar Sky Diffuse Incident[W/m2]
Zone,Average,Surface Ext Solar Ground Diffuse Incident[W/m2]
Zone,Average,Surface Ext Solar Beam Cosine Of Incidence Angle[]
Zone,Average,Window Solar Absorbed:All Glass Layers[W]
Zone,Average,Window Transmitted Solar[W]
Zone,Average,Window Heat Gain[W]
Zone,Average,Window Heat Loss[W]
Zone,Average,Window Gap Convective Heat Flow[W]
Zone,Average,Window Solar Absorbed:Shading Device[W]
Zone,Average,Window System Solar Transmittance[]
Zone,Average,Window System Solar Reflectance[]
Zone,Average,Window System Solar Absorptance[]
Zone,Average,Inside Glass Condensation Flag[]
Zone,Average,Inside Frame Condensation Flag[]
Zone,Average,Inside Divider Condensation Flag[]
Zone,Average,Beam Solar Reflected by Outside Reveal Surfaces[W]
Zone,Average,Beam Solar Reflected by Inside Reveal Surfaces[W]
Zone,Average,Blind Beam-Beam Solar Transmittance[]
Zone,Average,Blind Beam-Diffuse Solar Transmittance[]
Zone,Average,Blind Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]
Zone,Average,Blind/Glass System Beam-Beam Solar Transmittance[]
Zone,Average,Blind/Glass System Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]
Zone,Average,Solar Horizontal Profile Angle[degree]
Zone,Average,Solar Vertical Profile Angle[degree]
Zone,Average,Glass Beam-Beam Solar Transmittance[]
Zone,Average,Glass Diffuse-Diffuse Solar Transmittance[]
Zone,Average,Window Calculation Iterations[]
Zone,Average,Surface Inside Temperature[C]
Zone,Average,Surface Outside Temperature[C]
```

Figura 91: Esempio di controllo delle variabili di Energy Plus

Figura 92. Esempio di output grafico di Energy Plus

C8 fx

	A
1	Date/Time,RESISTIVE ZONE:Mean Air Temperature[C](Hourly:REPORTSCH),EAST ZONE:Mean Air Temperature[C](Hourly:REPORTSCH),NORTH ZONE:Mean Air Temperature[C](H
2	07/21 01:00:00,32.3492668442917,31.8408093019455,32.5343382378335,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,32.3492668442917,0.00000000000000E+000,0.0
3	07/21 02:00:00,31.8093308319474,31.3640724240762,31.9377365098025,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,31.8093308319474,0.00000000000000E+000,0.0
4	07/21 03:00:00,31.3077708275938,30.9332173304510,31.4207022795653,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,31.3077708275938,0.00000000000000E+000,0.0
5	07/21 04:00:00,30.8426602612683,30.5180214991233,30.9621044284216,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,30.8426602612683,0.00000000000000E+000,0.0
6	07/21 05:00:00,30.4180325652580,30.1129418926025,30.5207166709400,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,30.4180325652580,0.00000000000000E+000,0.0
7	07/21 06:00:00,30.0266450822522,29.7193727876174,30.0845148275192,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,30.0266450822522,0.00000000000000E+000,0.0
8	07/21 07:00:00,29.8017986089121,29.8358834806927,29.9079017294947,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,29.8017986089121,0.00000000000000E+000,0.0
9	07/21 08:00:00,24.1522540451282,24.2417532398397,24.2591612616808,0.00000000000000E+000,8069122.56748997,24.1522540451282,0.00000000000000E+000,10238929.9
10	07/21 09:00:00,24.0000000036223,24.0000000194908,24.0000000118243,0.00000000000000E+000,14476777.6459888,24.0000000036223,0.00000000000000E+000,13288809.4
11	07/21 10:00:00,24.0000000000252,24.0000000000542,24.0000000000222,0.00000000000000E+000,15107311.2128342,24.0000000000252,0.00000000000000E+000,13919848.3
12	07/21 11:00:00,24.0000000000002,24.0000000000002,24.0000000000001,0.00000000000000E+000,16086286.1873656,24.0000000000002,0.00000000000000E+000,14745696.8
13	07/21 12:00:00,23.9999999999999,23.9999999999999,24.0000000000002,0.00000000000000E+000,17230347.8702693,23.9999999999999,0.00000000000000E+000,15625741.0
14	07/21 13:00:00,24.0000000000001,24.0000000000000,24.0000000000000,0.00000000000000E+000,18048991.8120705,24.0000000000001,0.00000000000000E+000,16152093.7
15	07/21 14:00:00,24.0000000000000,24.0176266949909,24.0000000000000,0.00000000000000E+000,19219154.7463306,24.0000000000000,0.00000000000000E+000,17051317.7
16	07/21 15:00:00,24.0000000000001,24.1866144160480,24.0377186879932,0.00000000000000E+000,19879449.3341481,24.0000000000001,0.00000000000000E+000,17332451.6
17	07/21 16:00:00,24.0000000000001,24.3511997227570,24.2390675704223,0.00000000000000E+000,20288798.4018573,24.0000000000001,0.00000000000000E+000,17515191.8
18	07/21 17:00:00,24.0000000000002,24.3319720173485,24.3441636165411,0.00000000000000E+000,20338605.2108749,24.0000000000002,0.00000000000000E+000,17540441.6
19	07/21 18:00:00,37.7146483118490,35.3812938424222,35.6233561953585,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,37.7146483118490,0.00000000000000E+000,0.0
20	07/21 19:00:00,36.5742276794722,34.8104329989518,35.3225985945224,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,36.5742276794722,0.00000000000000E+000,0.0
21	07/21 20:00:00,35.5391598086132,33.7331260408759,34.6843578015040,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,35.5391598086132,0.00000000000000E+000,0.0
22	07/21 21:00:00,35.2077254801128,33.5194957483505,34.6340947948432,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,35.2077254801128,0.00000000000000E+000,0.0
23	07/21 22:00:00,34.5619963438417,33.1799916188083,34.2544965894328,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,34.5619963438417,0.00000000000000E+000,0.0
24	07/21 23:00:00,33.7808024562158,32.7783659789364,33.7381224046917,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,33.7808024562158,0.00000000000000E+000,0.0
25	07/21 24:00:00,32.9983181036860,32.3549254453959,33.1679560972323,0.00000000000000E+000,0.00000000000000E+000,32.9983181036860,0.00000000000000E+000,0.0
26	01/21 01:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,15.0000000000000,13418453.9872725,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,12995950.9543977,0.0000000000000
27	01/21 02:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.9696498324482,13641694.9314325,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13235527.2569004,0.0000000000000
28	01/21 03:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.8912699653212,13838663.4403876,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13446337.9846810,0.0000000000000
29	01/21 04:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.8162283893837,14013885.9509513,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13633297.0755267,0.0000000000000
30	01/21 05:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.7457528713510,14170671.7955840,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13799971.1436288,0.0000000000000
31	01/21 06:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.6796238266238,14311737.4282607,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13949310.0061775,0.0000000000000
32	01/21 07:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,14.7256418569920,14353977.0372188,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,13487965.5748870,0.0000000000000
33	01/21 08:00:00,17.3865911835268,18.3388704550571,16.0559770831336,18682802.5244859,0.00000000000000E+000,17.3865911835268,17040948.7026591,0.0000000000000
34	01/21 09:00:00,19.8993816361207,19.9574911436728,19.0130133528911,14596029.8642411,0.00000000000000E+000,19.8993816361207,14438732.4709318,0.0000000000000
35	01/21 10:00:00,19.9999999560918,19.9999999997777,19.6496814230247,13188589.6563656,0.00000000000000E+000,19.9999999560918,13215884.9255770,0.0000000000000
36	01/21 11:00:00,19.9999999998136,19.9999999999997,19.9330317631570,12455205.3453898,0.00000000000000E+000,19.9999999998136,12490083.9237028,0.0000000000000
37	01/21 12:00:00,19.9999999999992,20.0000000000000,19.9997697402619,11884124.1442139,0.00000000000000E+000,19.9999999999992,11917109.3630562,0.0000000000000
38	01/21 13:00:00,20.0000000000000,20.0000000000000,19.9999997546055,11771634.5209197,0.00000000000000E+000,20.0000000000000,11798757.8286529,0.0000000000000
39	01/21 14:00:00,20.0000000000000,20.0000000000000,19.9999999997344,11036301.2627607,0.00000000000000E+000,20.0000000000000,11059016.2249305,0.0000000000000
40	01/21 15:00:00,20.0000000000000,20.0000000000000,19.9999999999997,10695227.2953380,0.00000000000000E+000,20.0000000000000,10712139.2778033,0.0000000000000
41	01/21 16:00:00,20.0000000000000,20.0000000000000,20.0000000000000,10402598.4034241,0.00000000000000E+000,20.0000000000000,10414216.7878701,0.0000000000000
42	01/21 17:00:00,20.0000000000000,20.0000000000000,20.0000000000000,10503120.7937886,0.00000000000000E+000,20.0000000000000,10509294.0922913,0.0000000000000
43	01/21 18:00:00,15.5443837456914,15.4251939584085,15.4292340562642,2295545.80165410,0.00000000000000E+000,15.5443837456914,3677139.43972279,0.0000000000000
44	01/21 19:00:00,15.0000051005359,15.0000000000134,15.0000000000036,11008430.7494230,0.00000000000000E+000,15.0000051005359,10389899.2827102,0.0000000000000
45	01/21 20:00:00,15.0000000290471,15.0000000000000,15.0000000000000,11685989.2573539,0.00000000000000E+000,15.0000000290471,11118767.1203572,0.0000000000000
46	01/21 21:00:00,15.0000000001606,15.0000000000000,15.0000000000000,12181426.8774984,0.00000000000000E+000,15.0000000001606,11654428.7905626,0.0000000000000
47	01/21 22:00:00,15.0000000000009,15.0000000000000,15.0000000000000,12584786.0116156,0.00000000000000E+000,15.0000000000009,12090209.5078037,0.0000000000000
48	01/21 23:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,15.0000000000000,12924234.0046726,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,12456710.3531544,0.0000000000000
49	01/21 24:00:00,15.0000000000000,15.0000000000000,15.0000000000000,13214843.0624692,0.00000000000000E+000,15.0000000000000,12770223.0098860,0.0000000000000

Figura 93: Esempio di output parziale in formato EXCEL di Energy Plus

BaseBoardElectric.eso - Blocco note

File Modifica Formato Visualizza ?

```
Program Version,EnergyPlus 1.1.1.012, 27/09/2003 18.18
     1,5,Environment Title[],Latitude[degrees],Longitude[degrees],Time Zone[],Elevation[m]
     2,6,Day of Simulation[],Month[],Day of Month[],DST Indicator[1=yes 0=no],Hour[],StartMinute[],EndMinute[],DayType
     3,3,Cumulative Day of Simulation[],Month[],Day of Month[],DST Indicator[1=yes 0=no],DayType  ! When Daily Report Variables Requested
     4,2,Cumulative Days of Simulation[],Month[]  ! When Monthly Report Variables Requested
     5,1,Cumulative Days of Simulation[] ! When Run Period Report Variables Requested
446,2,RESISTIVE ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
447,2,EAST ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
448,2,NORTH ZONE,Mean Air Temperature[C] !Hourly,REPORTSCH
449,2,RESISTIVE ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
470,2,RESISTIVE ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
478,2,RESISTIVE ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
483,2,EAST ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
489,2,EAST ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
492,2,EAST ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
497,2,NORTH ZONE,Zone/Sys Sensible Heating Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
503,2,NORTH ZONE,Zone/Sys Sensible Cooling Energy[J] !Hourly,REPORTSCH
506,2,NORTH ZONE,Zone/Sys Air Temp[C] !Hourly,REPORTSCH
535,2,ZONE1BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
536,2,ZONE1BASEBOARD,BaseBoard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
549,2,ZONE2BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
550,2,ZONE2BASEBOARD,BaseBoard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
553,2,ZONE3BASEBOARD,Baseboard Heating Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
554,2,ZONE3BASEBOARD,BaseBoard Electric Consumption [J] !Hourly,REPORTSCH
573,2,DETAILED COOLING COIL,Total Water Cooling Coil Rate[W] !Hourly,REPORTSCH
End of Data Dictionary
  1,CHANUTE AFB ILLINOIS SUMMER,  40.30, -88.13,  -6.00, 229.51
  2,    1, 7,21, 0, 1, 0.00,60.00,Monday
446,32.3492668442917
447,31.8408093019455
448,32.5343382378335
449,0.000000000000000E+000
470,0.000000000000000E+000
478,32.3492668442917
483,0.000000000000000E+000
489,0.000000000000000E+000
492,31.8408093019455
497,0.000000000000000E+000
503,0.000000000000000E+000
506,32.5343382378335
535,0.000000000000000E+000
536,0.000000000000000E+000
549,0.000000000000000E+000
550,0.000000000000000E+000
553,0.000000000000000E+000
554,0.000000000000000E+000
573,0.000000000000000E+000
  2,    1, 7,21, 0, 2, 0.00,60.00,Monday
446,31.8093308319474
447,31.3640724240762
448,31.9377365098025
449,0.000000000000000E+000
470,0.000000000000000E+000
478,31.8093308319474
483,0.000000000000000E+000
489,0.000000000000000E+000
492,31.3640724240762
497,0.000000000000000E+000
503,0.000000000000000E+000
506,31.9377365098025
535,0.000000000000000E+000
536,0.000000000000000E+000
```

Figura 94: Visualizzazione dei dati di output di Energy Plus

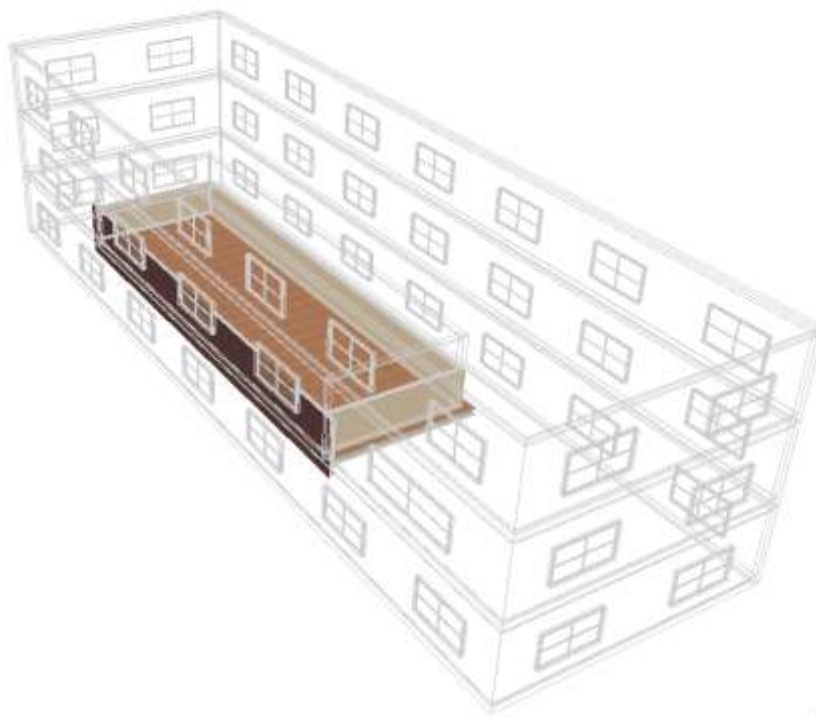



Figura 95: Esempio di input grafico con Design Builder

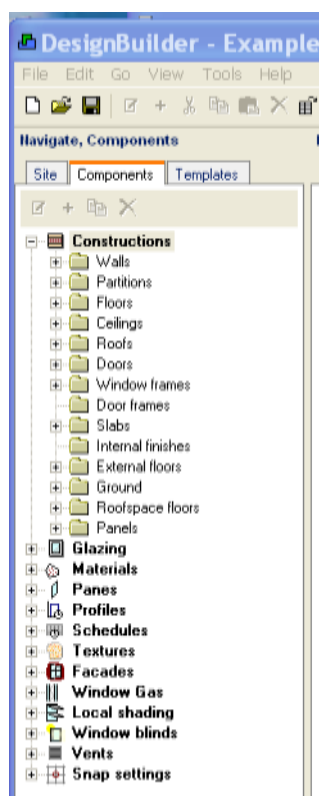



Figura 96: Menù di costruzione della struttura

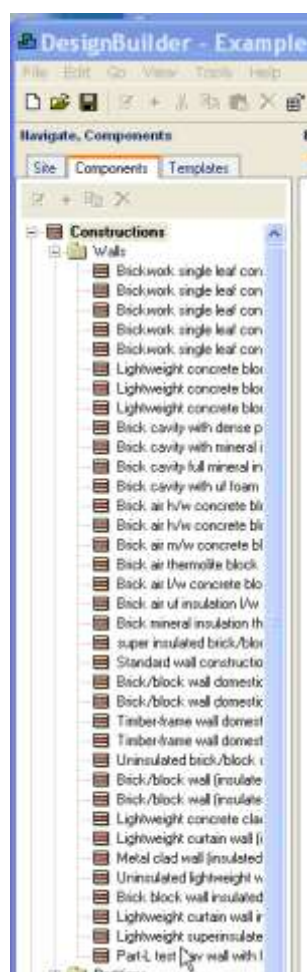



Figura 97: Selezione delle tipologie di pareti

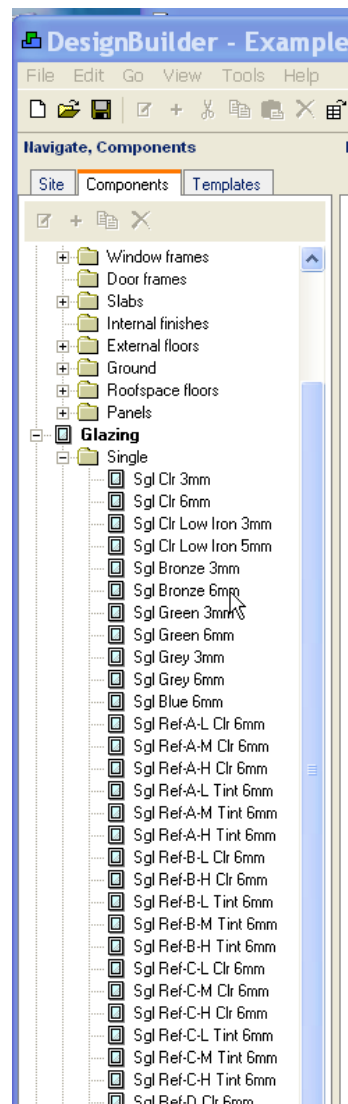



Figura 98: Selezione del tipo di finestre

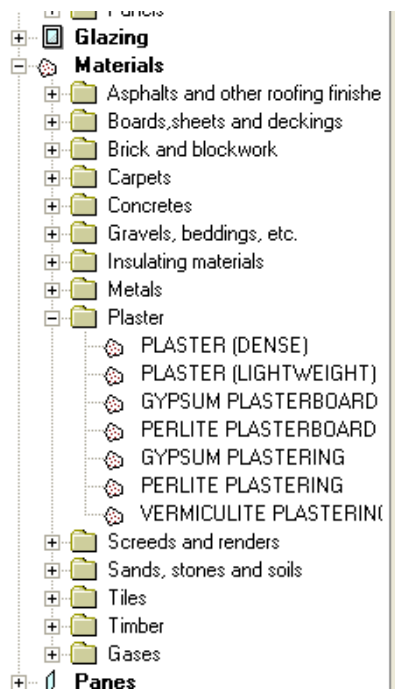



Figura 99: Selezione dei materiali

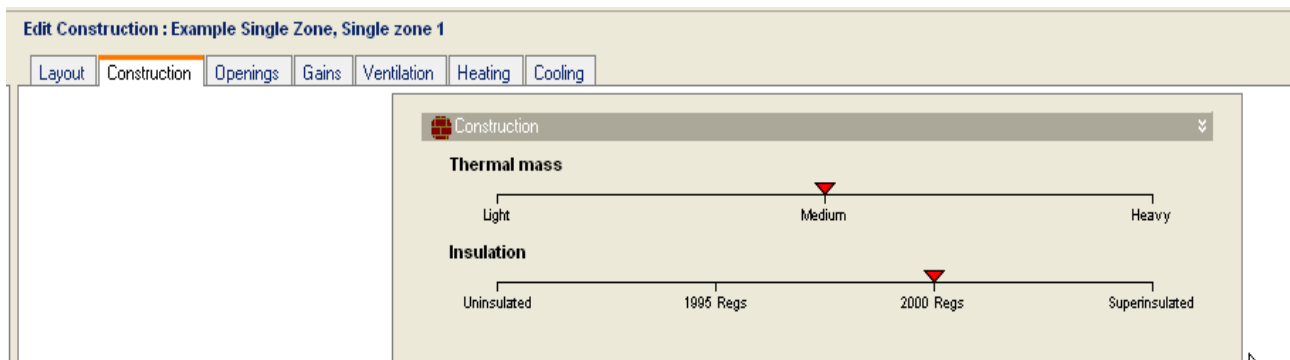



Figura 100: Selezione della capacità termica e del gradi di isolamento

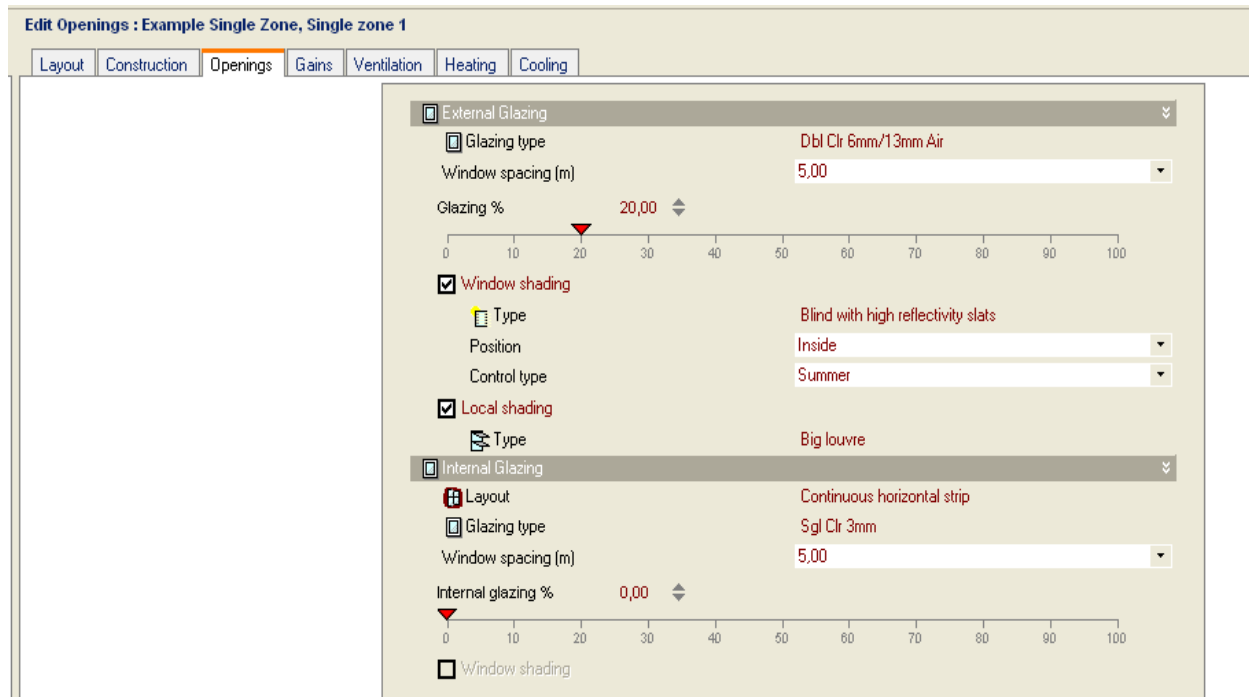



Figura 101: Selezione del tipo di aperture e delle schermature

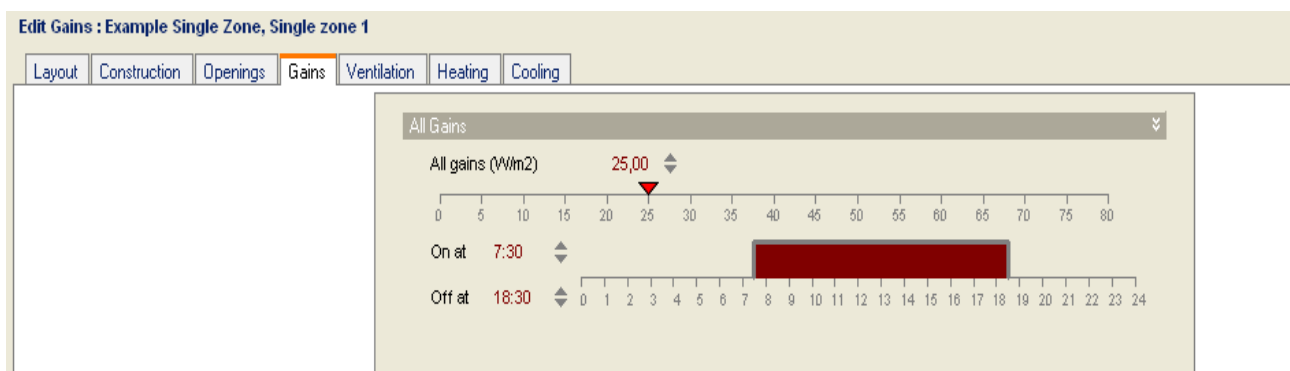



Figura 102: Selezione del guadagno solare e dell'intervallo di guadagno

Figura 103: Selezione del tipo di ventilazione

Figura 104: Selezione delle condizioni operative invernali

Figura 105: Selezione delle condizioni operative estive

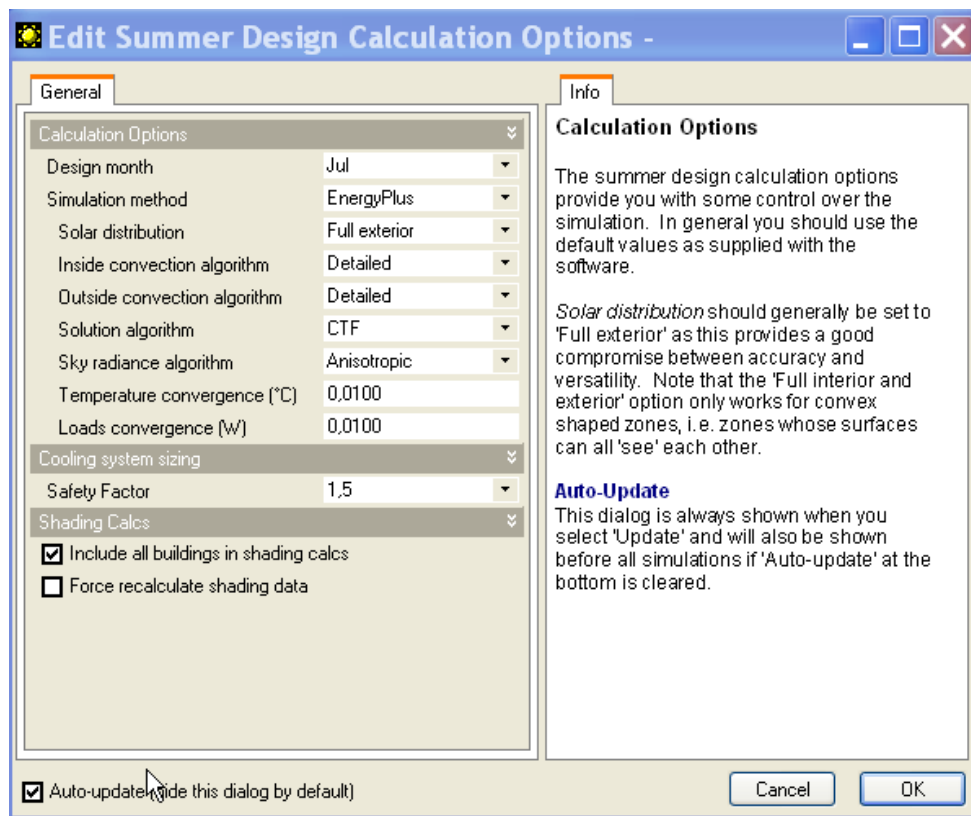



Figura 106: Ipotesi di calcolo per le condizioni estive

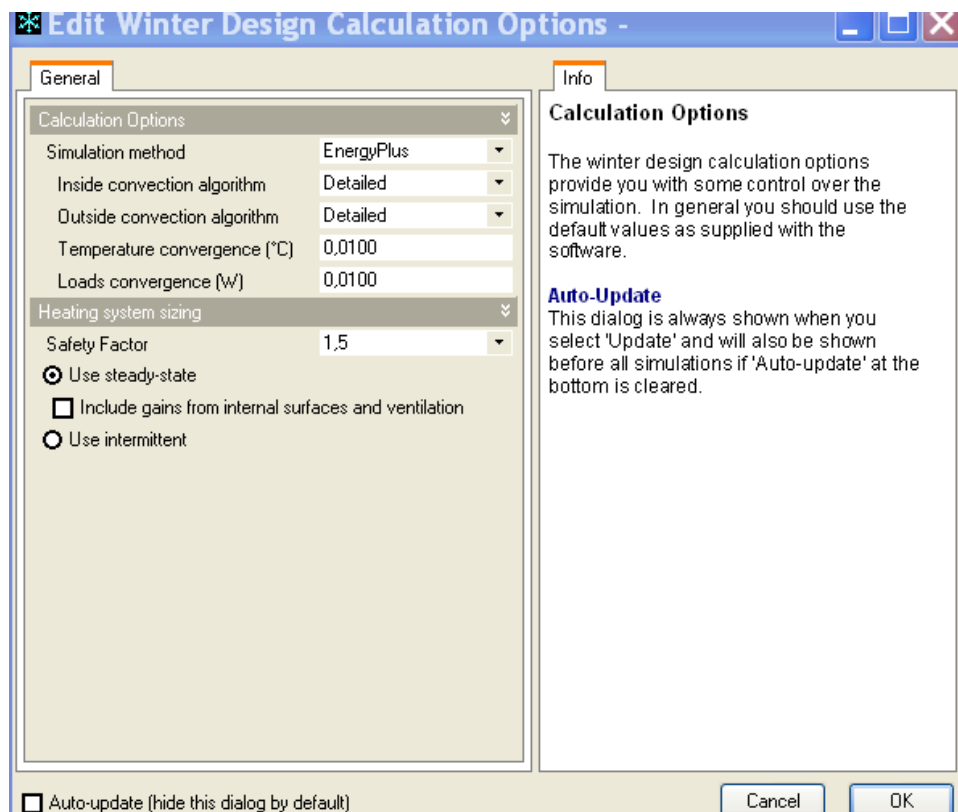



Figura 107: Ipotesi di calcolo per le condizioni invernali

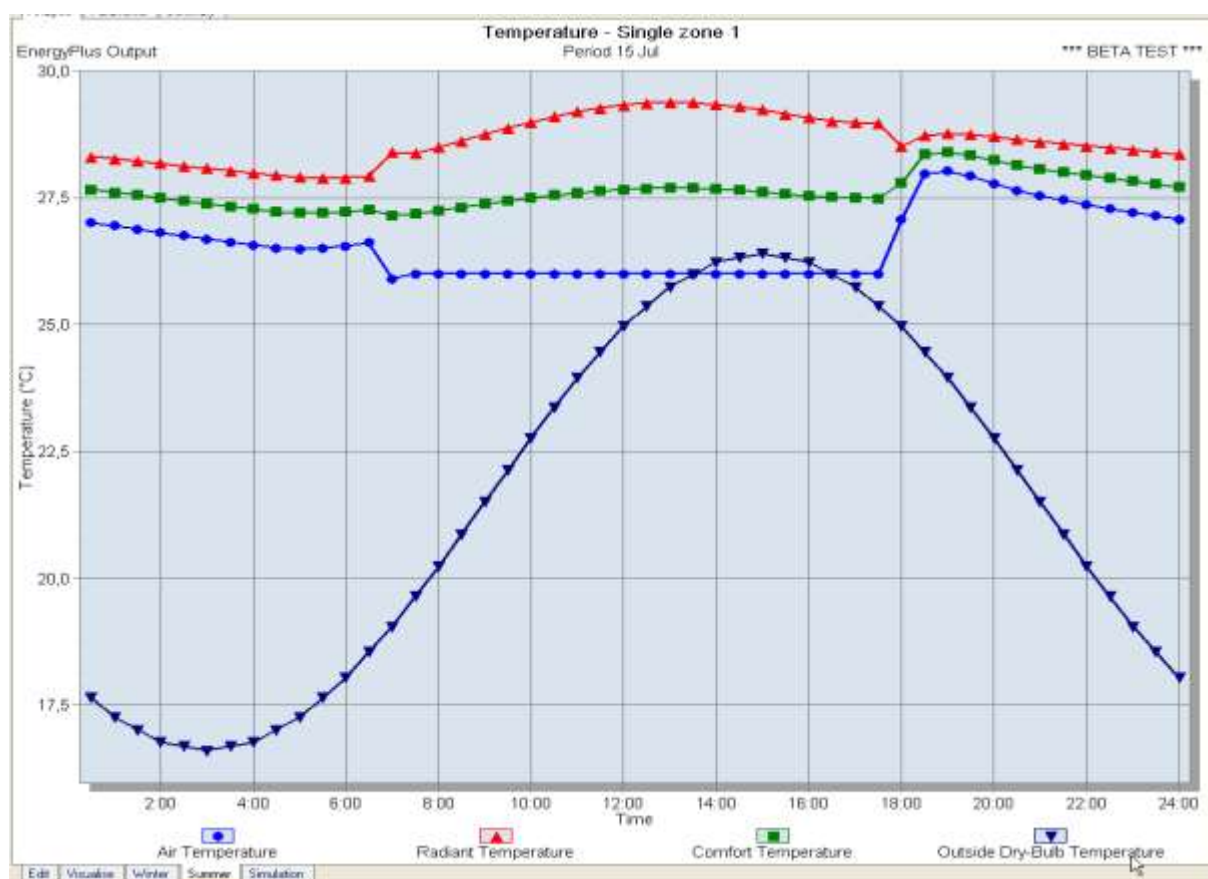



Figura 108: Esempio di output estivo di Design Builder

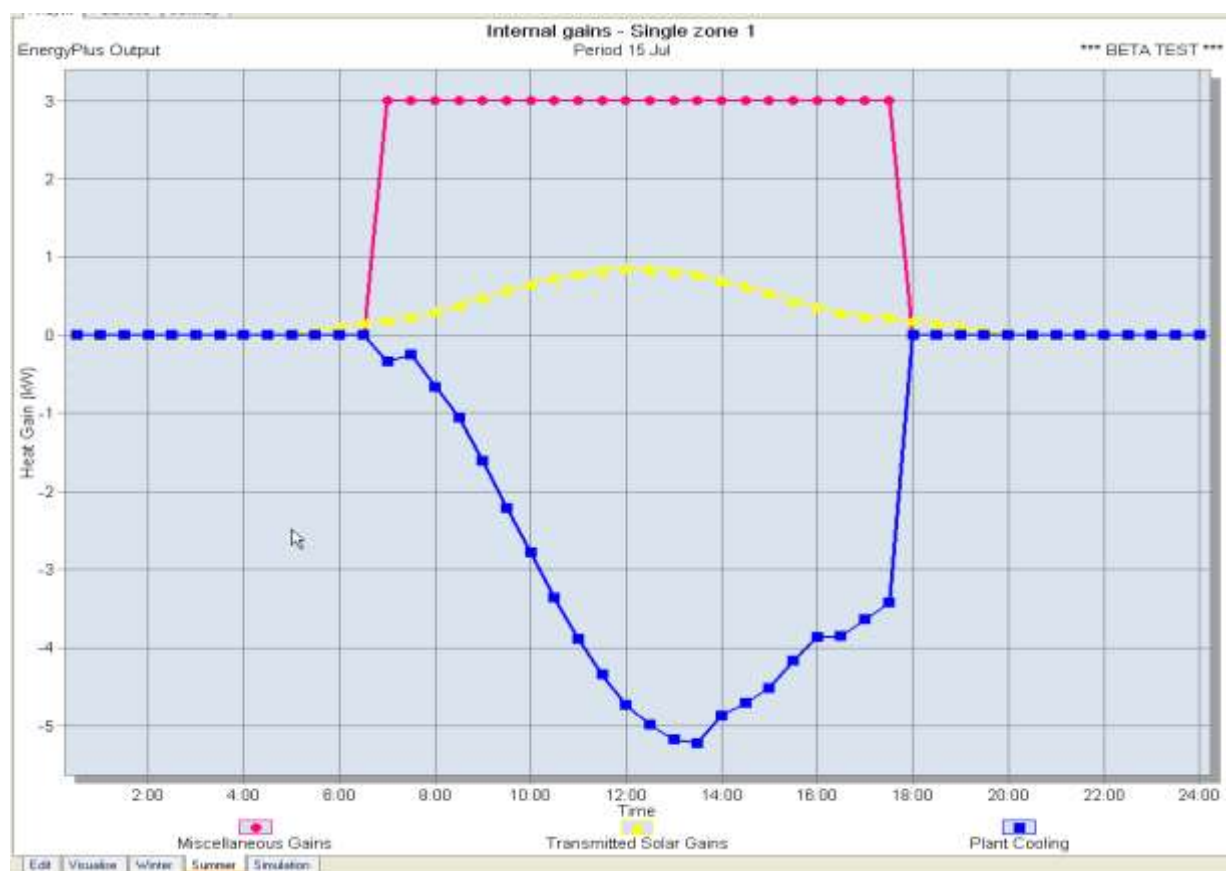



Figura 109: Altri dati estivi di output

Figura 110: Altri esempi di output estivo

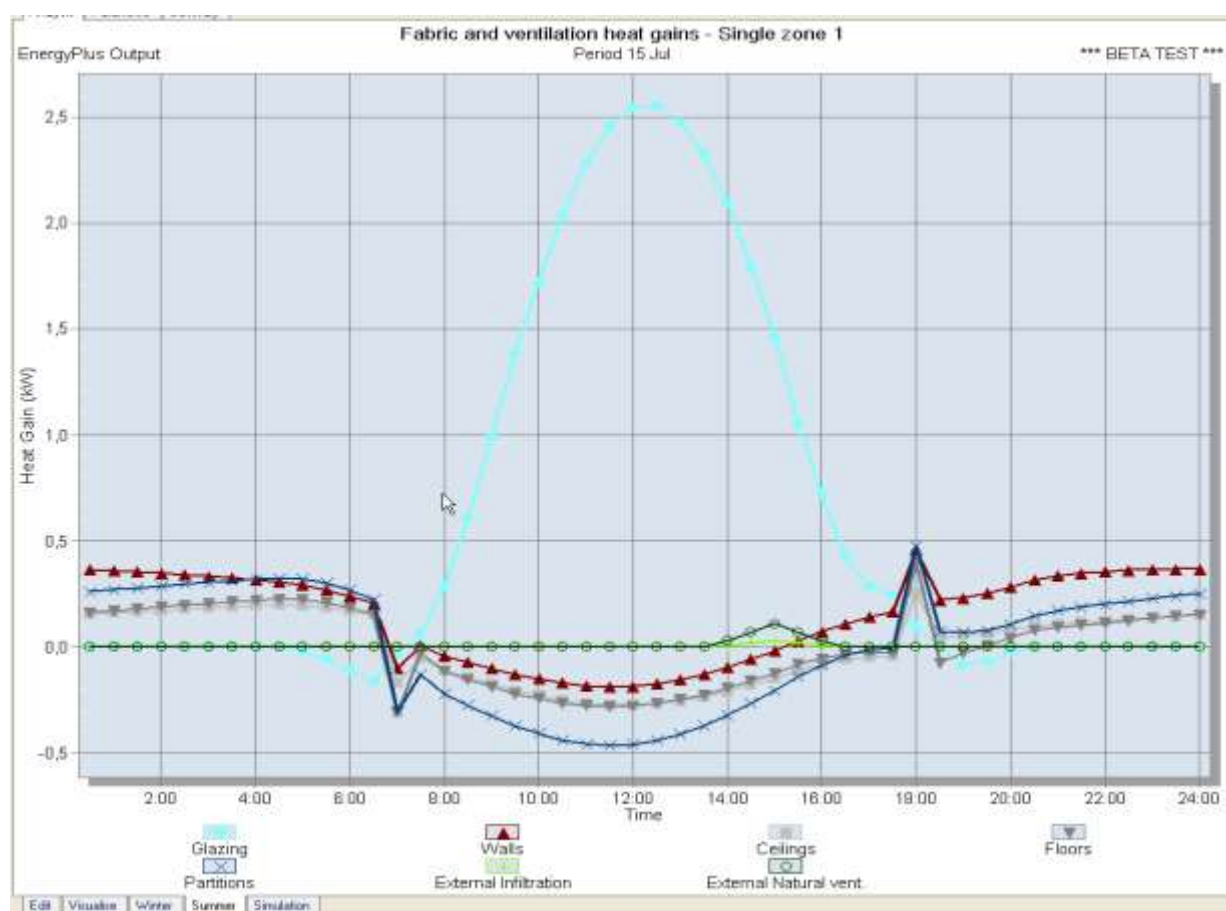



Figura 111: Altri dati di output estivi

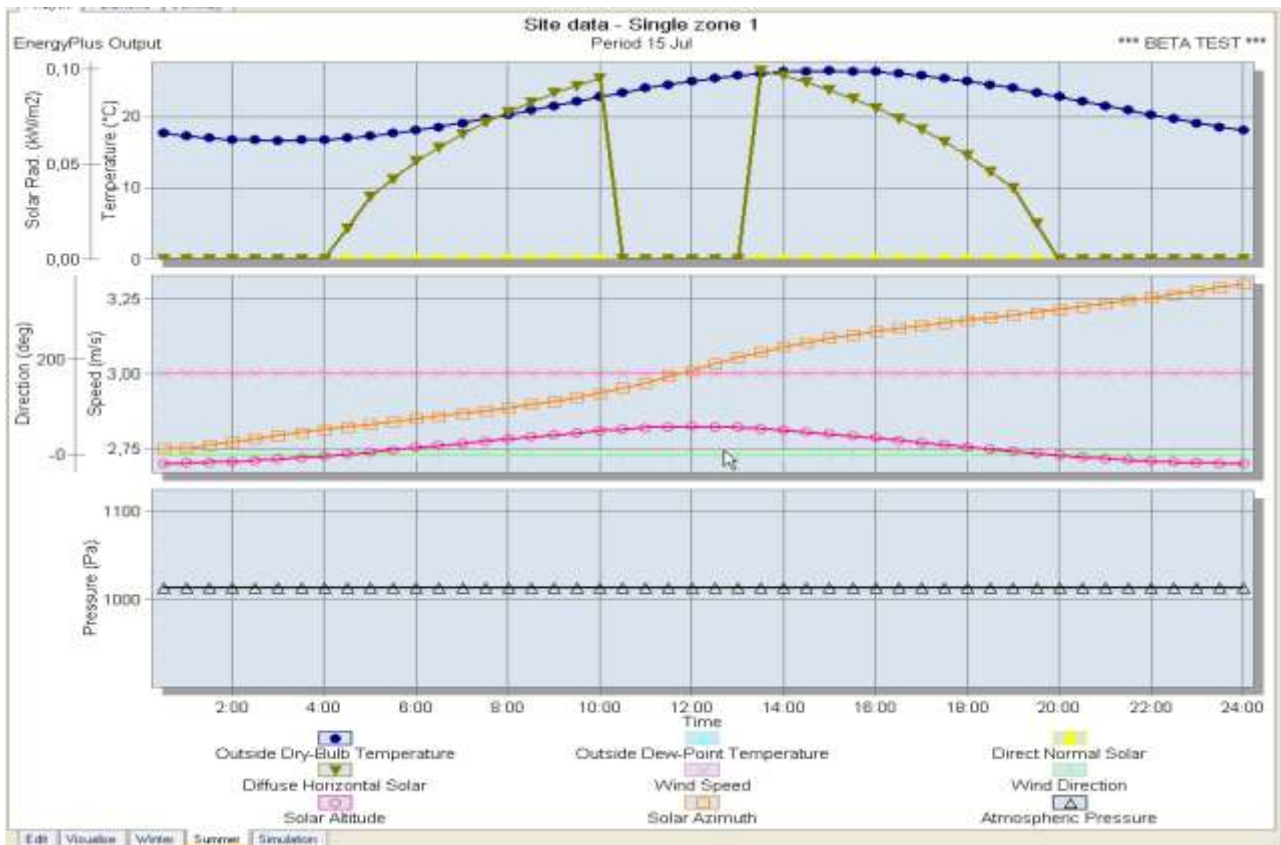



Figura 112: Altri dati di output estivi

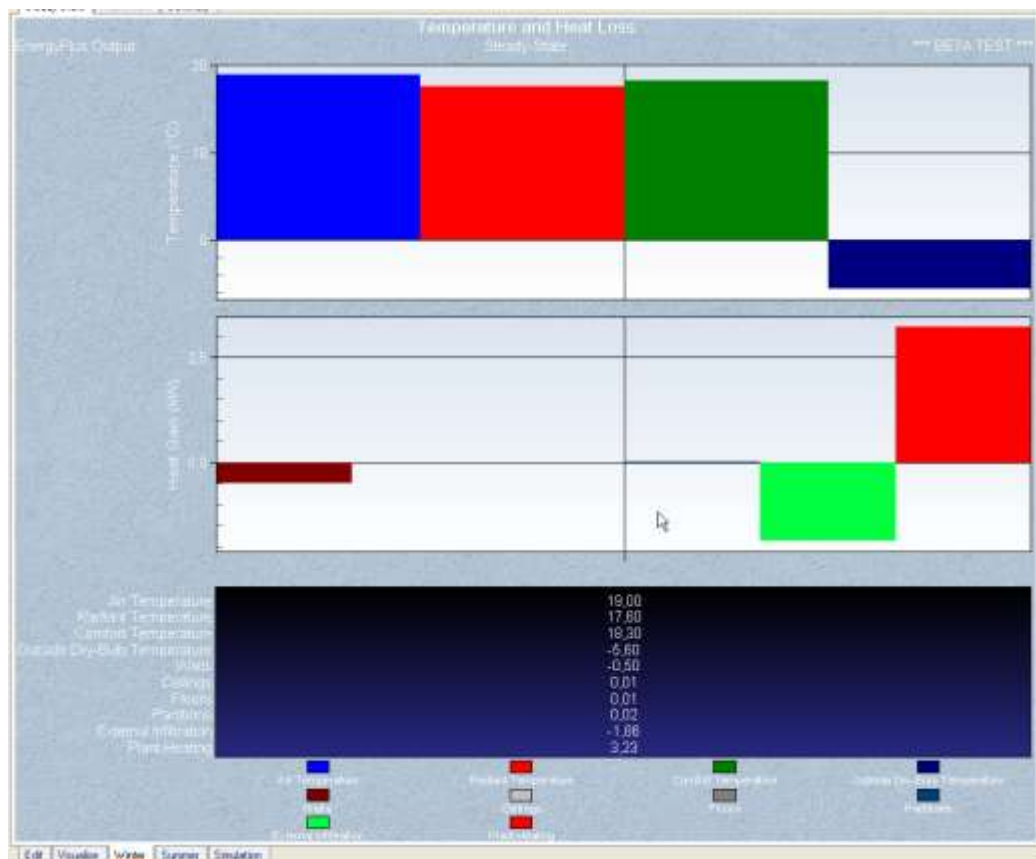



Figura 113: Esempio di output di dati per simulazione invernale

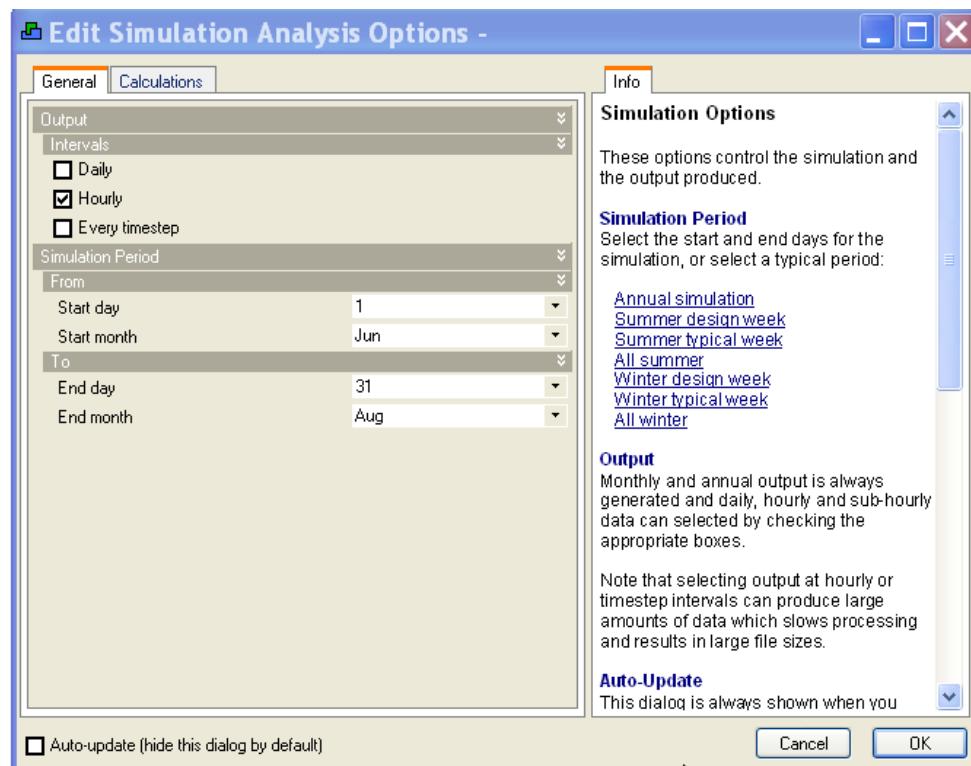



Figura 114: Esempio di selezione di calcolo annuale

Hourly Temperature and Heat Gains - Single zone 1

EnergyPlus Output

Period 1 Jun - 31 Aug

*** BETA TEST ***

Temperature (°C)

Heat Gain (kW)

2 Mon 3 Tue 4 Wed 5 Thu 6 Fri 7 Sat 8 Sun

Jun 2003

Hour

Air Temperature, Radiant Temperature, Comfort Temperature, Outside Dry-Bulb Temperature, Glazing, Walls, Ceilings, Floors, Partitions, External Infiltration, External Natural vent, Glazing, External infiltration, External Natural vent, Miscellaneous Gains, Transmitted Solar Gains, Plant Cooling

Edit Visualise Winter Summer Simulation

Figura 115: Risultati della simulazione di una settimana

Analysis Parametric

Monthly Temperature and Heat Gains - Single zone 1

EnergyPlus Output

Period 1 Jun - 31 Aug

*** BETA TEST ***

Temperature (°C)

Heat Gain (kWh)

Jun Jul Aug

2003 Month

Air Temperature, Radiant Temperature, Comfort Temperature, Outside Dry-Bulb Temperature, Glazing, Walls, Ceilings, Floors, Partitions, External Infiltration, External Natural vent., Glazing, External Infiltration, External Natural vent., Miscellaneous Gains, Transmitted Solar Gains, Plant Cooling

Edit Visualise Winter Summer Simulation

Figura 116: Simulazione con risultati distribuiti mensilmente

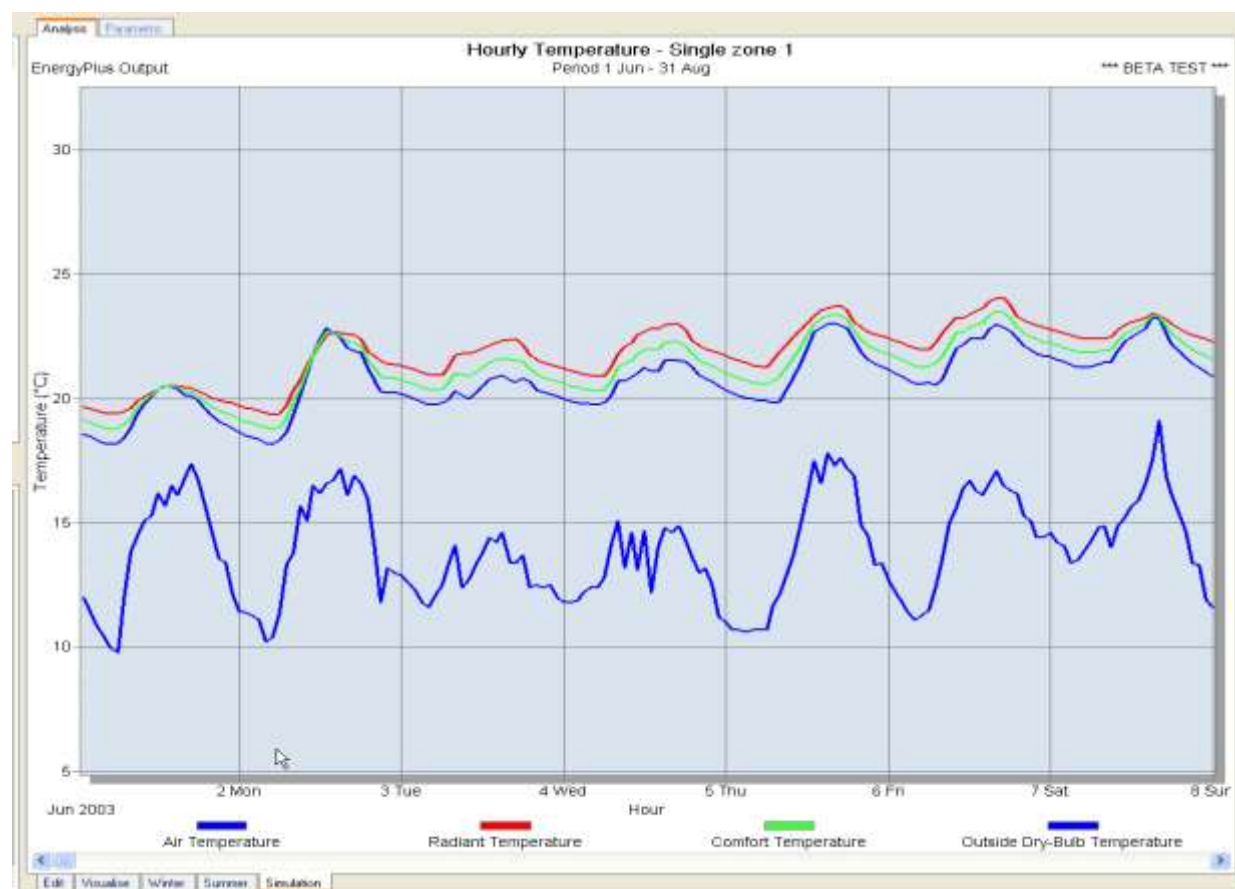



Figura 117: Risultati della simulazione con distribuzione oraria

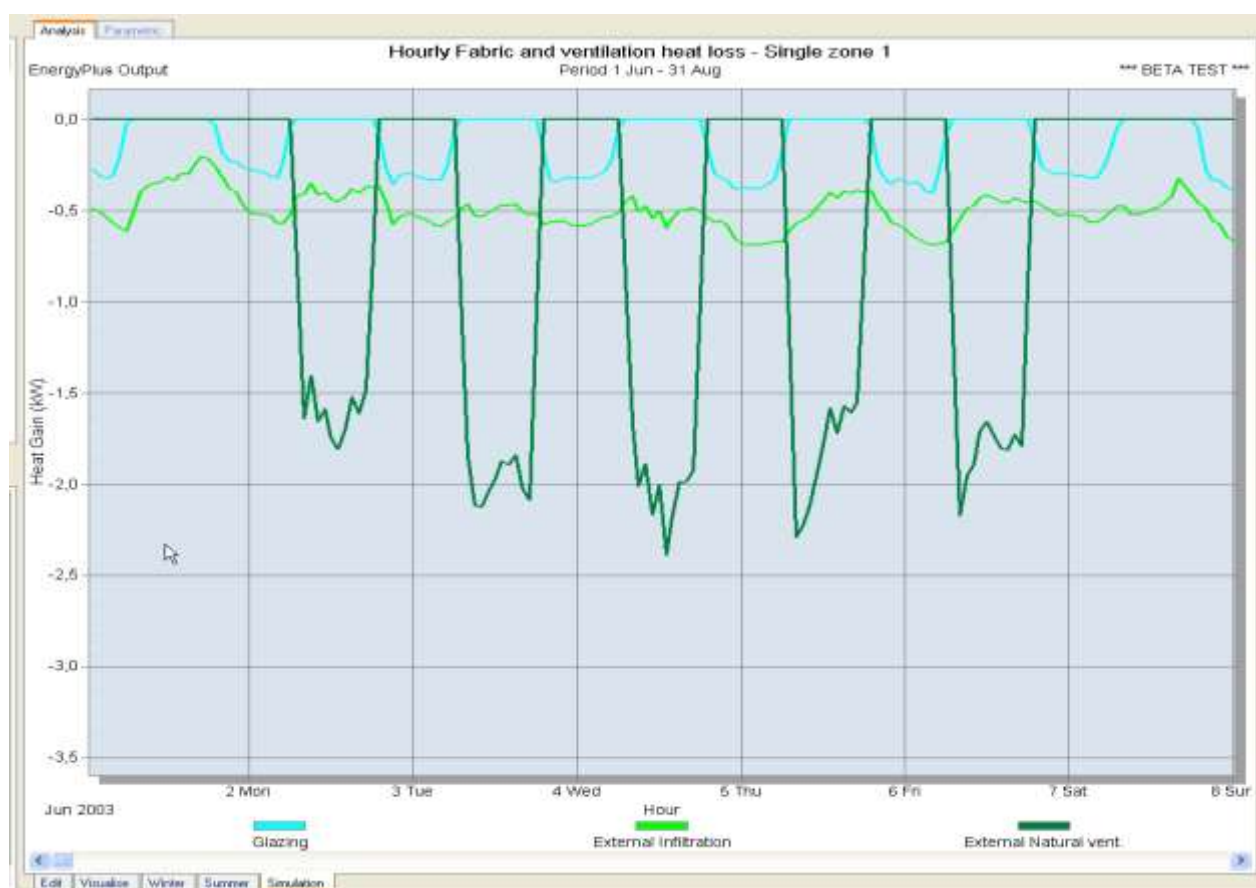



Figura 118: Visualizzazione delle perdite per ventilazione

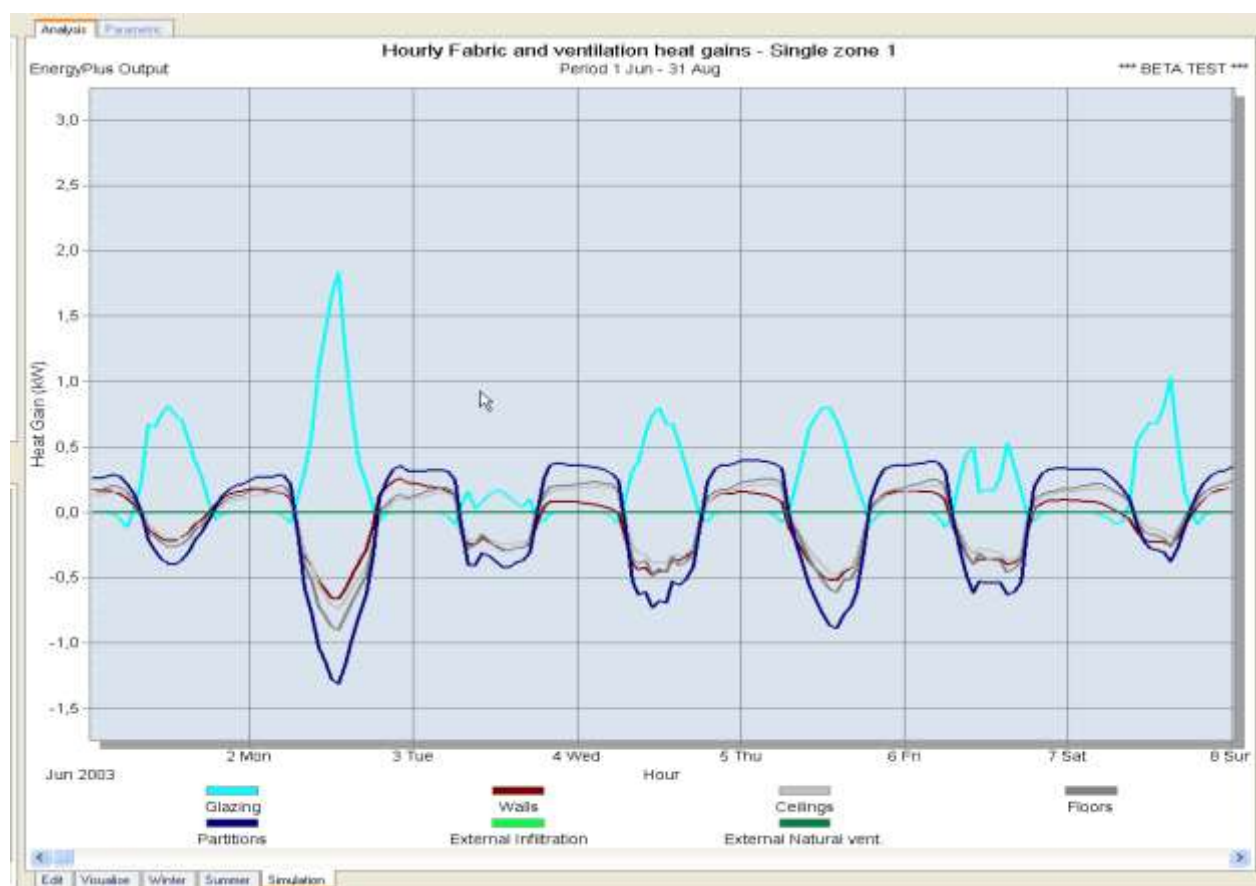



Figura 119: Visualizzazione dei guadagni energetici

7. LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI EDILI

La necessità di avere impianti all'interno degli edifici[54] è stata ampiamente discussa in relazione alle variazioni climatiche esterne al fine di raggiungere e mantenere le condizioni di comfort all'interno degli ambienti. Si osservi come il termine ambiente è qui utilizzato in modo assai generalizzato: è *ambiente* anche la cabina di una astronave all'interno della quale si debbono creare condizioni termoigrometriche che debbono garantire la sopravvivenza degli occupanti. Nel capitolo sulle *Condizioni Ambientale di Benessere* si sono discusse ampiamente sia le stesse condizioni di benessere che le conseguenze che si hanno sugli occupanti quando ci si allontana da esse.

In questo ultimo decennio è sempre più sentita l'esigenza di una *progettazione di qualità* in senso lato e sono state emanate norme tecniche (vedi la *UNI-EN 19000, 19001, 19002, 19003* derivate dalla analoghe norme *ISO 9000*) atte a garantire un percorso procedurale che porti ad una progettazione congruente con le leggi e le norme esistenti, cioè ad una progettazione *a regola d'arte*.

Nel campo impiantistico la *progettazione di qualità* impone vincoli ancora maggiori che in altri campi perché, oltre alle norme tecniche e legali, occorre soddisfare anche l'esigenza degli individui al comfort ambientale. E' allora necessario raggiungere un sistema di qualità negli impianti di climatizzazione che non sia limitato solo al momento iniziale (*progettuale*) ma anche alla gestione e manutenzione degli stessi impianti.

Ciò è richiesto dalle ultime leggi emanate in materia di sicurezza ed uso razionale dell'energia negli impianti di climatizzazione (*L. 46/90* del 5/3/90, *L. 10/91* del 9/1/91, *DPR 224* del 24/5/88 relativo alla responsabilità per danno da prodotto difettoso). La qualità negli impianti di climatizzazione garantisce, in fondo, la sicurezza e l'affidabilità sia agli operatori (clienti e fornitori) che ai fruitori dei servizi. La progettazione di qualità garantisce, inoltre, la competitività e il guadagno ponendo come obiettivo l'eliminazione degli sprechi e degli errori.

Si vuole qui dare un breve cenno sui richiami legislativi in materia di qualità negli impianti. Alcuni concetti risulteranno più chiari dopo lo studio progettuale degli impianti di climatizzazione che avrà inizio dal successivo capitolo.

7.1 PRINCIPALI RICHIAMI LEGISLATIVI: LEGGE 46/90, L. 10/91[55], DPR 412/93, DPR 224/88, D.LGS 192/05 E D.LGS 311/06.

Ai fini qui proposti sono evidenziabili, nell'ambito delle leggi sopra indicate:

- La tutela del consumatore;
- L'obiettivo di migliorare la qualità della vita nel rispetto dell'ambiente;
- L'obbligatorietà della progettazione degli impianti di climatizzazione (cioè di tutti quelli destinati alla climatizzazione invernale di qualsiasi potenza e destinazione d'uso degli edifici nonché gli impianti destinati al condizionamento estivo con potenzialità superiore a 42 kW nell'ambito delle abitazioni civili);
- La progettazione e l'esecuzione a *regola d'arte* delle opere;
- La certificazione di conformità dei lavori svolti;
- L'utilizzo, nella costruzione degli impianti, di prodotti *certificati*;
- Il collaudo delle opere realizzate (sole dove è previsto in relazione a leggi specifiche);
- La verifica nel tempo degli impianti (solo nelle centrali termiche);
- La certificazione energetica dell'edificio (ancora in attesa del decreto attuativo).

E' opportuno chiederci cosa si può intendere con progettazione di qualità alla luce di quanto brevemente sopra esposto. La progettazione di qualità ha lo scopo di perseguire:

- Il miglioramento della qualità della vita;

[54] Si ricordi che ci si sta riferendo agli edifici (*civili ed industriali*) per comodità di trattazione. Quanto segue può essere facilmente estrapolato a qualsivoglia situazione progettuale impiantistica. Si invitano gli Allievi a non trascurare quest'ultimo aspetto.

[55] Gli aspetti progettuali relativi al risparmio energetico, alla verifica degli isolamenti e sul consumo saranno sviluppati nel §9.1.

- Una maggior sicurezza negli impianti;
- Un maggior risparmio energetico;
- Un conseguente minor inquinamento ambientale.

Pertanto si può intendere per progettazione di qualità un insieme di regole che consenti di ottenere impianti e sistemi che garantiscano nel tempo il miglior risultato di comfort con il minor costo di gestione. Un tale sistema-impianto può, di conseguenza, conferire maggior valore (anche commerciale) alla struttura e al complesso *edificio-impianto* relativamente al costo di investimento. La qualità nella progettazione impiantistica deve, pertanto, creare procedure normalizzate che tendano ad annullare la possibilità di errori. Queste procedure possono brevemente essere così classificate:

Procedure Interne

- Raccolta dei dati di progetto;
- Metodologie di calcolo;
- Esecuzione dei tabulati;
- Archiviazione dei dati;
- Circolazione delle informazioni;
- Stesura dei manuali di funzionamento;
- Collaudo e gestione

Procedure Esterne

- Interdisciplinarietà con studi di progettazione collegati: edili, elettrici, architettonici, …
- Verifiche di cantiere;
- Aggiornamenti dovuti a modifiche;
- Collaudo parziale durante l'esecuzione delle opere;
- Collaudo finale con riporto dei dati al fine di migliorare il prodotto futuro.

7.2 SCOPO DI UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Al fine di effettuare una buona progettazione occorre avere ben chiaro lo scopo di un impianto di climatizzazione permanente. Possiamo così riassumerlo:

- Creare e mantenere nel tempo, all'interno degli ambienti, condizioni termoigrometriche di comfort[56] indipendentemente dalle condizioni esterne;
- Controllare il movimento dell'aria nella zona abitata;
- Fornire una buona qualità dell'aria grazie ad adeguati ricambi e ad efficaci filtrazioni;
- Evitare infiltrazioni d'aria dall'esterno o migrazioni indesiderate tra ambienti interni;
- Riuscire ad essere flessibile sino alla personalizzazione, proprio per garantire il comfort e il benessere ad un sempre maggior numero di soggetti che usufruiscono di queste tecnologie;
- Garantire accessibilità ed affidabilità per un ottimo rapporto gestionale di costi/benefici.

Ciascuna delle azioni sopra indicate richiede una ben precisa scelta progettuale, come si cercherà di evidenziare nel prosieguo.

7.3 PRINCIPALI FASI PER LA REALIZZAZIONE E CONDUZIONE DEGLI IMPIANTI

Per il raggiungimento di un prodotto di qualità si possono schematizzare, in successione logica e di responsabilità, quattro fasi fondamentali:

- Progettazione
- Installazione
- Collaudo
- Gestione

[56] Si ricorda che il *comfort* è legato ad un giudizio da parte degli occupanti quindi ad una soggettività della risposta che non potrà mai essere totale al 100% degli occupanti. Pertanto occorre tener conto delle percentuale di insoddisfatti per classificare il grado di comfort che si intende realizzare.

7.4 CODIFICAZIONE DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Con riferimento alla Norma UNI 10339 si possono classificare gli impianti secondo il presente prospetto:

Posizione	Lettera	Cifra	Significato
1	X	-	Impianti per climatizzazione
	Y	-	Impianti per termoventilazione
	Z	-	Impianti per ventilazione
2	-	0	Servizio permanente
		1	Servizio Invernale
		2	Servizio estivo
3	-	0	Funzionamento continuo
		1	Funzionamento discontinuo periodico
		2	Funzionamento discontinuo aperiodico
4	-	0	Trattamento centralizzato
		1	Trattamento centralizzato dell'aria esterna
		23	Trattamento locale

Tabella 58: Codificazione degli Impianti secondo la UNI 10339

Le funzioni da svolgere per le varie tipologie di impianto sono le seguenti:

Tipo di Impianto	**Funzione svolta**					
	Filtrazione	**Filtrazione opzionale**	**Riscaldamento**	**Raffrescamento**	**Umidificazione**	**Deumidificazione**
Climatizzazione	X		X	X	X	X
Climatizzazione invernale	X		X		X	X
	X		X	X	X	
Climatizzazione estiva	X			X	X	X
	X			X		X
Termoventilazione	X		X			
Termoventilazione invernale	X		X			
Termoventilazione estiva	X			X		
Ventilazione		X			X	X
		X			X	
		X				X
		X				

Tabella 59: Funzioni svolte per tipologie di impianti

7.5 RICHIESTA DI UN PROGETTO

Si possono avere varie forme di richiesta di un progetto di impianti tecnici per l'edilizia e in particolare:

- Richiesta generica di progetto offerta
- Richiesta in base ad un progetto di massima del Committente
- Richiesta in base ad un progetto esecutivo del Committente.

Vediamo brevemente quali sono le fasi e gli allegati progettuali necessari.

7.5.1 RICHIESTA GENERICA DI PROGETTO – OFFERTA IMPIANTISTICO

Occorre richiedere al Committente i disegni planimetrici, le sezioni e i prospetti dell'edificio corredati almeno dalle seguenti indicazioni:

- Orientamenti, situazione topografica, edifici circostanti, presenza di piante ad alto fusto,…
- Composizione e caratteristiche delle strutture e dei componenti architettonici necessari ad individuare il comportamento termico dell'edificio quale, ad esempio, le stratigrafie, le ombre portate da elementi architettonici, le caratteristiche dei vetri utilizzati;
- Locali o spazi disponibili per ospitare le apparecchiature che compongono l'impianto e la posizione di eventuali canne fumarie, delle prese d'aria, degli espulsori, degli esalatori, delle colonne di scarico;
- Carichi massimi ammissibili delle strutture destinate a sostenere le apparecchiature (in kg/m² o N/m²);
- Posizione degli allacciamenti dei servizi esterni: fognature, energia elettrica, acque di rete, gas naturale, servizi telefonici e telematici, …
- Destinazione d'uso dei singoli ambienti;
- Affollamenti di riferimento. In assenza di riferimenti certi si adottano gli indici di affollamento di cui al prospetto VIII dell'Appendice A della Norma *UNI 10339*;
- Valore di potenza termica ceduta all'abitazione dalle eventuali fonti interne di calore (illuminazione, apparecchi elettrici, altre sorgenti, …) previsto nell'arco della giornata;
- Dettaglio degli eventuali usi variabili o discontinui (settimanali o saltuari);
- Altri elementi rilevanti ai fini del dimensionamento degli impianti (ad esempio, le cappe di estrazione dell'aria, le sorgenti di calore latente diverse dalle persone).

7.5.2 RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO DI MASSIMA DEL COMMITTENTE

Oltre a quanto già indicato nel punto precedente occorre avere il Progetto di Massima corredato dalle seguenti informazioni:

- Capitolato comprendente:
    - Tipo di impianto prescelto, con riferimento a quanto specificato nella precedenti tabelle (*UNI 10399*);
    - Descrizione del suo funzionamento;
    - Caratteristiche delle principali apparecchiature previste.
- Disegni relativi al progetto di massima contenenti:
    - Posizione dell'apparecchiatura e dei dispositivi costituenti l'impianto;
    - Percorsi indicativi delle tubazioni e condotti d'aria;
    - Schemi di principio dell'impianto.

7.5.3 RICHIESTA IN BASE AD UN PROGETTO ESECUTIVO DEL COMMITTENTE

Occorre avere il progetto esecutivo composto almeno dalle seguenti parti:

- Capitolato Speciale d'appalto contenente le indicazioni esposte nel precedente punto e le modalità di collaudo;
- Specifiche tecniche di fornitura e posa in opera dei materiali e delle apparecchiature;
- Disegni esecutivi dell'impianto.

In relazione ai termini economici della richiesta d'offerta (a forfait, a ribasso o a rialzo su elenco prezzi unitari, …) possono essere allegati al progetto esecutivo l'elenco dei prezzi unitari ed il computo metrico (eventualmente estimativo).

7.6 CONTENUTI DI UN PROGETTO -OFFERTA

La presentazione del Progetto – Offerta in base alla prescrizione di cui al §7.5.1 implica la scelta dei parametri di calcolo, dei criteri progettuali e del tipo di impianto più adatto a soddisfare le richieste del Committente. In particolare il Progetto – Offerta deve contenere quanto di seguito riportato:

- Una o più tabelle riassuntive:

- Dei parametri assunti a base di calcolo, tra cui le condizioni interne ed esterne di riferimento nonché le portate di aria esterna introdotta e velocità medie dell'aria negli ambienti climatizzati;
  - Delle condizioni di funzionamento delle apparecchiature in corrispondenza del massimo carico dell'impianto;
  - Dei massimi valori di velocità dell'acqua e dell'aria e delle perdite di carico rispettivamente nelle tubazioni e nei condotti dell'aria.
- Relazione tecnica Illustrativa dell'Impianto con indicazione almeno di:
  - Impianto prescelto, con riferimento a quanto specificato alla norma UNI 10399;
  - Caratteristiche funzionali dei principali apparati e componenti: portate e prevalenze di pompe e ventilatori, condizioni termoigrometriche dei trattamenti d'aria, potenze termiche prodotte da generatori o scambiate in scambiatori di calore, potenze elettriche assorbite;
  - Sistema di regolazione automatica con indicazione delle modalità e dei parametri di funzionamento (nelle diverse stagioni);
  - Potenza elettrica installata e massima contemporanea e consumi di punta dei combustibili e dell'acqua, relative posizioni di consegna.
- Disegni descrittivi dell'impianto con le seguenti indicazioni:
  - Posizioni dei principali componenti ed eventuali interventi strutturali e/o edili richiesti per la loro collocazione;
  - Limiti di fornitura e caratteristiche degli allacciamenti per combustibili, fluidi ed energia elettrica (pressioni, portate, tensioni, potenze elettriche, livelli di temperatura, ….).

7.7 DATI DI PROGETTO PER UN IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

E' utile predisporre una scheda di raccolta dei dati necessari per la progettazione di impianto di climatizzazione, ai sensi della *UNI 10339*. Quanto segue presuppone la conoscenza delle tecniche progettuali e pertanto se ne consiglia la *rilettura* solo dopo aver completato una prima lettura degli altri argomenti. I significati di alcuni termini saranno chiari dopo questa lettura.

7.7.1 DATI GEOGRAFICI E TERMOIGROMETRICI ESTERNI

- Località
- Numero dei gradi giorno
- Zona climatica
- Durata giornaliera del periodo di riscaldamento, h
- Durata giornaliera del periodo di funzionamento dell'impianto, h
- Durata annuale del periodo di riscaldamento, g
- Valore minimo della temperatura esterna invernale, °C
- Umidità relativa invernale, %
- Valore medio stagionale della temperatura esterna, °C
- Escursione media stagionale della temperatura esterna, °C
- Valore massimo della temperatura esterna estiva, °C
- Umidità relativa estiva, %
- Valore massimo medio della temperatura estiva a base dei calcoli, °C
- Escursione termica giornaliera estiva, °C

7.7.2 COEFFICIENTI DI TRASMITTANZA TERMICA

Per le strutture rilevanti ai fini dei calcoli termotecnici occorre disporre dei seguenti dati:

- Trasmittanza del tamponamento esterno, W/m²K
- Trasmittanza dei serramenti esterni, W/m²K
- Trasmittanza della copertura, W/m²K

- Trasmittanza del pavimento, W/m²K
- Trasmittanza dei muri interni, W/m²K
- Trasmittanza delle solette intermedie, W/m²K
- Presenza di ombreggiamenti esterni rilevanti

7.7.3 AFFOLLAMENTI NEGLI AMBIENTI

- Affollamento massimo negli ambienti, numero di persone presenti costantemente,
- Affollamento massimo, numero di persone per unità di superficie calpestabile
- Calore sensibile emesso per attività moderata, W
- Calore latente emesso per attività moderata, W
- Attività metabolica estiva, Met
- Resistenza termica dell'abbigliamento estivo, Clo
- Attività metabolica invernale, Met
- Resistenza termica dell'abbigliamento invernale, Clo

7.7.4 ILLUMINAZIONE ED UTENZE ELETTRICHE

- Carico termico dovuto all'illuminazione, W/m²
- Carico termico dovuti ad apparecchiature varie, W/m²
- Carico termico dovuto ai computer, W/m²

7.7.5 GIORNO DI RIFERIMENTO NEL PROGETTO

- Mese considerato per il carico termico estivo
- Giorno considerato
- Ora considerata

7.7.6 VARIABILI INTERNE AI LOCALI CONDIZIONATE

- Temperatura interna invernale, °C (±2 °C)
- Umidità relativa invernale, % (±5 %)
- Temperatura interna estiva, °C (±1 °C)
- Umidità relativa estiva, % (±5 %)
- Velocità dell'aria nella zona occupata, m/s
- Rumorosità dovuta all'impianto (metodo NR, NC o RC), dB
- Volumi dei locali dei servizio, m³

7.7.7 VALORI LIMITI NELLA PROGETTAZIONE

Si osservi ancora che, ai fini della corretta progettazione occorre rispettare i seguenti limiti:

- Temperatura media radiante delle pareti di ±4 °C rispetto alla temperatura ambiente;
- Asimmetrie radianti verticali, < 5°C
- Asimmetrie radianti orizzontali, < 10 °C
- Velocità massima di variazione della temperatura a bulbo secco, 1 °C/h
- Velocità massima di variazione dell'umidità relativa, 10%/h
- Velocità massima dell'aria considerata con intensità di turbolenza, 60%
- Variazione massima del livello sonoro secondo quanto indicato dalla norma UNI 8199/81
- Voto medio previsto, PMV
- Percentuale di insoddisfatti, PPD

7.7.8 RICAMBI D'ARIA

Per ciascuna zona occorre indicare i ricambi d'aria espressi in m³/persona o in Vol/amb/h

7.7.9 MAGGIORAZIONI PER DISPERSIONI

Le maggiorazioni per dispersioni sono espresse in forma percentuale delle dispersioni basilari

S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
-	5%	10%	15%	20%	20%	15%	10%

Tabella 60: Maggiorazione delle dispersioni per orientamento

7.7.10 MAGGIORAZIONI PER INTERMITTENZA

Le maggiorazioni per intermittenza sono espresse in forma percentuale delle dispersioni di base.

7.7.11 DATI PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE APPARECCHIATURE PER LA CLIMATIZZAZIONE/RISCALDAMENTO

- Temperatura del fluido caldo dell'unità di trattamento aria, °C
- Temperatura fluido freddo del condizionatore dell'aria primaria, °C
- Temperatura del fluido calco del circuito primario degli scambiatori di calore, °C
- Temperatura del circuito del ventilconvettori in fase di riscaldamento, °C
- Temperatura del circuito del ventilconvettori in fase di raffrescamento, °C
- Temperatura del fluido caldo con utilizzo del desurriscaldatore del gruppo frigorifero, °C

7.7.12 POTENZE IMPIEGATE ED ASSORBITE DALLE PRINCIPALI APPARECCHIATURE

- Potenza dei gruppi termici, kW
- Resa dei gruppo termici
- Potenza dei refrigeratori, kW
- Resa dei refrigeratori
- Potenza assorbita dalle CTA, kW
- Potenza assorbita dalle pompe di circolazione, kW
- Potenza assorbita dai ventilatori, kW
- Potenza assorbita dai ventilconvettori, kW
- Alimentazione elettrica: 380/3/50 + N , 220/1/50 (24 V cc per ausiliari)
- Alimentazione gas metano, nm^3/h
- Pressione di alimentazione del gas metano, bar
- Alimentazione dell'acqua, m^3/h
- Pressione di alimentazione dell'acqua, bar
- Motori ad avviamento diretto, < 7.5 kW
- Motori ad avviamento stella – triangolo, > 7.5 kW

7.8 COLLAUDO DEGLI IMPIANTI TERMICI

Il collaudo di un impianto termico deve verificare la conformità e la funzionalità dell'impianto termico alle specifiche di Capitolato Speciale di Appalto. In una visione più moderna, anche alla luce delle recenti tendenze nell'ambito della *qualità* (vedi *ISO-EN 19000*), si può affermare che il collaudo è anche una verifica di qualità del prodotto intesa come *capacità di rispondere al dettato di una norma o ad un patto contrattuale*.

Per quanto ora affermato scaturisce la necessità (direi anche l'obbligatorietà) di precisi riferimenti normativi progettuali, esecutivi e funzionali. In questi ultimi anni si sta verificando una sorta di rinascimento in questo settore anche grazie, e lo si più volte sottolineato, alle norme europee. In genere le norme sono viste con sospetto dai progettisti poiché sono considerate (e in parte lo sono veramente) limitative della loro libertà e fantasia creativa.

Dai più la norma è vista come *sicurezza per gli incompetenti, stimolo per gli esperti, deterrente per i disonesti*. Volendo qui sottolineare solamente gli aspetti positivi si può dire che la norma protegge il committente non esperto perché gli fornisce precise indicazioni sui suoi diritti. Protegge anche l'installatore dal committente che vuole fare il furbo richiedendo più di quanto è nel suo diritto (soprattutto in mancanza di un riferimento contrattuale preciso e dettagliato).

7.8.1 RIFERIMENTI NORMATIVI PER IL COLLAUDO

I riferimenti normativi per il collaudo di impianti termici sono i seguenti:

- *UNI CTI 5364* del settembre 1976 per gli impianti per civili abitazione;
- *UNI CTI 8854* del 1986 per edifici adibiti ad attività artigianali ed industriali.
- *L. 46/90* sulla sicurezza degli impianti termici ed elettrici negli edifici;
- *L. 10/91* e sue norma e regolamenti collegati per il risparmio energetico.

Le norme fanno esplicita richiesta di codificare gli impianti (vedi §7.4) e di fissare con attenzione le specifiche progettuali (vedi §7.7).

7.8.2 CRITERI COSTRUTTIVI DEGLI IMPIANTI TERMICI

Per una migliore analisi si riporta integralmente quanto previsto dal *Capitolato Speciale di Appalto* per l'installazione di impianti di riscaldamento e condizionamento, aggiornato alla *L. 18/11/1998 n. 415*.

PARTE QUINTA - PRESCRIZIONI TECNICHE PER L'ESECUZIONE DI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO E DI CONDIZIONAMENTO

Art. I: DEFINIZIONI GENERALI IMPIANTI

Ferme restando le disposizioni di carattere generale riportate negli articoli precedenti, gli impianti da realizzare si intendono costruiti a regola d'arte e dovranno pertanto osservare le prescrizioni del presente capitolato, dei disegni allegati, delle norme tecniche dell'UNI e della legislazione tecnica vigente.

Il progetto esecutivo finale degli impianti, se eseguito dall'Appaltatore, dovrà essere approvato dal Committente almeno 90 giorni prima dell'inizio dei lavori relativi e presentato contestualmente alla campionatura di tutti gli elementi; se eseguito dal Committente, dovrà essere consegnato all'Appaltatore almeno 90 giorni prima dell'inizio dei lavori relativi.

Le caratteristiche di ogni impianto saranno così definite:

a) dalle prescrizioni generali del presente capitolato;

b) dalle prescrizioni particolari riportate negli articoli seguenti;

c) dalle eventuali descrizioni specifiche aggiunte come integrazioni o come allegati al presente capitolato;

d) da disegni, dettagli esecutivi e relazioni tecniche allegati al progetto.

Resta, comunque, contrattualmente fissato che tutte le specificazioni o modifiche apportate nei modi suddetti fanno parte integrante del presente capitolato.

Tutte le tubazioni od i cavi necessari agli allacciamenti dei singoli impianti saranno compresi nell'appalto ed avranno il loro inizio dai punti convenuti con le Società fornitrici e, comunque, dovranno essere portati al cancello d'ingresso del lotto o dell'area di edificazione; tali allacciamenti ed i relativi percorsi dovranno comunque essere in accordo con le prescrizioni fissate dalla Direzione dei Lavori e saranno eseguiti a carico dell'Appaltatore.

Restano comunque esclusi dagli oneri dell'Appaltatore i lavori necessari per l'allaccio della fognatura dai confini del lotto alla rete comunale; in ogni caso l'Appaltatore dovrà realizzare, a sue spese, la parte di rete fognante dai piedi di ciascuna unità abitativa fino alle vasche o punti di raccolta costituiti da adeguate canalizzazioni e pozzetti di ispezione con valvole di non ritorno ed un sistema di smaltimento dei rifiuti liquidi concorde con la normativa vigente.

Art. II: REDAZIONE DEL PROGETTO

Fatta salva l'applicazione di norme che impongono una progettazione degli impianti, la redazione del progetto, di cui all'art. 6 della legge 46/90 è obbligatoria per l'installazione, la trasformazione e l'ampliamento dei seguenti impianti:

a) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera c) della legge 46/90, per le canne fumarie collettive ramificate, nonché per gli impianti di climatizzazione per tutte le utilizzazioni aventi una potenzialità frigorifera

pari o superiore a 40.000 frigorie/ora;

b) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera e) della legge 46/90, per il trasporto e l'utilizzazione di gas combustibili con portata termica superiore a 34,8 kW o di gas medicali per uso ospedaliero e simili, nel caso di stoccaggi;

c) per gli impianti di cui all'art. 1, comma 1, lettera g) della legge 46/90, qualora siano inseriti in un'attività soggetta al rilascio del certificato prevenzione incendi e comunque quando gli idranti sono in numero pari o superiore a 4 o gli apparecchi di rilevamento sono in numero pari o superiore a 10.

I progetti devono essere redatti da professionisti, iscritti negli albi professionali, nell'ambito delle rispettive competenze.

I progetti debbono contenere gli schemi dell'impianto e i disegni planimetrici, nonché una relazione tecnica sulla consistenza e sulla tipologia dell'installazione, della trasformazione o dell'ampliamento dell'impianto stesso, con particolare riguardo all'individuazione dei materiali e componenti da utilizzare e alle misure di prevenzione e di sicurezza da adottare. Si considerano redatti secondo la buona tecnica professionale i progetti elaborati in conformità alle indicazioni delle guide dell'Ente italiano di unificazione (UNI).

Qualora l'impianto a base di progetto sia variato in opera, il progetto presentato deve essere integrato con la necessaria documentazione tecnica attestante tali varianti in corso d'opera, alle quali, oltre che al progetto, l'installatore deve fare riferimento nella sua dichiarazione di conformità.

La redazione del progetto per l'installazione, la trasformazione e l'ampliamento degli impianti di cui al comma 1 del presente articolo è obbligatoria al di sopra dei limiti dimensionali indicati nel regolamento di attuazione di cui all'articolo 15 della legge 46/90.

Sono soggetti all'obbligo di depositare presso le autorità comunali il progetto corredato della relazione tecnica, da redigere secondo le modalità previste dal successivo paragrafo, tutti i committenti di impianti termici costituiti almeno da: generatori di calore, rete di distribuzione e apparecchi di utilizzazione, per gli impianti ad acqua od a fluido diatermico; generatore di aria calda o generatore di acqua calda con termoventilatore e circuiti di distribuzione, per gli impianti ad aria.

Il progetto è depositato:

a) presso gli organi competenti al rilascio di licenze di impianto o di autorizzazioni alla costruzione quando previsto dalle disposizioni legislative e regolamentari vigenti;

b) presso gli uffici comunali, contestualmente al progetto edilizio, per gli impianti il cui progetto non sia soggetto per legge ad approvazione.

Il Comune, all'atto del ricevimento del progetto, rilascia attestazione dell'avvenuto deposito, convalidando copia della documentazione che rimane al proprietario o possessore dell'impianto, il quale deve esibirla in sede di collaudo o di controllo.

Relazione tecnica inerente l'impianto termico

La relazione tecnica da presentare alle autorità comunali deve contenere i seguenti dati: categoria dell'edificio (art. 3 del D.P.R. n. 1052/77); volume V espresso in m³, definito come nel decreto; coefficiente volumico C_g espresso in kcal/h °C m³ oppure in W/°C m³.: valore consentito dalla legge e valore effettivo di progetto, calcolato quest'ultimo come indicato al successivo art. 21 del D.P.R. n. 1052/77; potenza termica massima consentita, ricavata dal prodotto $C_gV(SP[t])$, essendo SP[t] espresso in °C, definito all'art. 21 del D.P.R. n. 1052/77; potenza termica del generatore, resa al fluido vettore ed espressa in kcal/h oppure in W; componenti della centrale termica soggetti ad omologazione della ex A.N.C.C., ora ISPESL; descrizione del sistema automatico di regolazione e relative curve di funzionamento; schema della rete di distribuzione, completa dei diametri delle tubazioni e delle sezioni dei canali calcolati e delle caratteristiche delle pompe e dei ventilatori; indicazione di un tronchetto flangiato per l'eventuale inserzione di un contatore d'acqua o di una flangia tarata per la misura della portata complessiva che attraversa il od i generatori di calore; indicazione della coibentazione della rete di distribuzione per il riscaldamento degli ambienti e per i servizi igienici e sanitari (tipo e spessore della coibentazione); fabbisogno termico per singolo ambiente, espresso in kcal/h oppure in W; indicazione dei componenti dell'impianto di utilizzazione, che devono risultare omologati dall'A.N.C.C.; elencazione e descrizione delle caratteristiche dei locali con particolari esigenze termiche e quindi passibili di deroga rispetto alla temperatura limite di 20°C; giustificazione della potenza termica

necessaria per la produzione dell'acqua calda per usi igienici e sanitari; rapporto tra il consumo previsto di combustibile ed il volume V. Nel caso di sostituzione o di modifica di impianti esistenti, la relazione tecnica deve contenere la valutazione del consumo di combustibile solo per gli impianti di potenza termica al focolare superiore a 100.000 kcal/h (116.000 W).

Art. III: INSTALLAZIONE DEGLI IMPIANTI

Le imprese installatrici sono tenute ad eseguire gli impianti a regola d'arte utilizzando allo scopo materiali parimenti costruiti a regola d'arte. I materiali ed i componenti realizzati secondo le norme tecniche di sicurezza dell'Ente italiano di unificazione (UNI) nonché nel rispetto di quanto prescritto dalla legislazione tecnica vigente in materia, si considerano costruiti a regola d'arte.

Tutti gli impianti realizzati alla data di entrata in vigore della legge 46/90 devono essere adeguati, entro tre anni da tale data. I materiali e componenti gli impianti costruiti secondo le norme tecniche per la salvaguardia della sicurezza dell'UNI, nonché nel rispetto della legislazione tecnica vigente in materia di sicurezza, si considerano costruiti a regola d'arte.

Nel caso in cui per i materiali e i componenti gli impianti non siano state seguite le norme tecniche per la salvaguardia della sicurezza dell'UNI, l'installatore dovrà indicare nella dichiarazione di conformità la norma di buona tecnica adottata. In tale ipotesi si considerano a regola d'arte i materiali, componenti ed impianti per il cui uso o la cui realizzazione siano state rispettate le normative emanate dagli organismi di normalizzazione di cui all'allegato II della direttiva n. 83/189/CEE, se dette norme garantiscono un livello di sicurezza equivalente.

Con riferimento alle attività produttive, si applica l'elenco delle norme generali di sicurezza riportate nell'art. 1 del decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri 31 marzo 1989, pubblicato nel supplemento ordinario alla *Gazzetta Ufficiale* n. 93 del 21 aprile 1989.

Per l'adeguamento degli impianti già realizzati alla data di entrata in vigore della legge 46/90 è consentita una suddivisione dei lavori in fasi operative purché l'adeguamento complessivo avvenga comunque nel triennio previsto dalla legge, vengano rispettati i principi di progettazione obbligatoria con riferimento alla globalità dei lavori e venga rilasciata per ciascuna fase la dichiarazione di conformità che ne attesti l'autonoma funzionalità e la sicurezza.

Art. IV: MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI

Gli impianti con potenza termica al focolare superiore a 50.000 kcal/h (58.000 W) devono essere muniti di un "libretto di centrale" (allegato 2 del D.P.R. n. 1052/77), nel quale devono essere registrate le operazioni di manutenzione e di controllo.

Per gli impianti esistenti la compilazione iniziale del libretto è effettuata dall'installatore, dal proprietario o dal conduttore dell'impianto. Per gli impianti nuovi il libretto è compilato inizialmente dal progettista. Gli elementi da sottoporre a verifica durante la manutenzione sono i seguenti: rendimento di combustione; stato delle coibentazioni accessibili; stato e taratura delle regolazioni e delle apparecchiature di controllo. Il rendimento di combustione è valutato con una prova termica da eseguirsi secondo le modalità indicate nell'allegato 3 del D.P.R. n. 1052/77. Il rendimento di combustione deve risultare: a) per gli impianti esistenti: non inferiore di oltre 15 unità percentuali rispetto ai valori di rendimento indicati dal Ministero dell'industria, del commercio e dell'artigianato ; b) per gli impianti installati dopo l'entrata in vigore del decreto n. 1052/77: non inferiore di oltre 5 unità percentuali rispetto al valore in sede di omologazione.

Il controllo dell'avvenuta manutenzione deve essere effettuato almeno ogni tre anni, a cura degli enti locali che potranno anche avvalersi di altri organismi aventi specifica competenza tecnica. L'esecuzione della manutenzione dell'impianto, secondo le disposizioni del regolamento, è a cura del proprietario dell'immobile o, nel caso di condominio, dell'amministratore dello stesso. Il proprietario deve conservare, insieme al libretto di centrale, i libretti d'uso e manutenzione forniti dai costruttori dei vari componenti dell'impianto.

Art. V: REGOLE TECNICHE DI PREVENZIONE INCENDI (D.M. Interno 19/8/96 all. 12)

Regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, costruzione ed esercizio dei locali di intrattenimento e di pubblico spettacolo. Impianti di produzione calore: gli impianti di produzione di calore funzionanti a combustibile solido, liquido e gassoso dovranno essere realizzati nel rispetto delle specifiche

normative di prevenzione incendi. Impianti di condizionamento e ventilazione: gli impianti di condizionamento e ventilazione devono essere progettati e realizzati nell'osservanza dei seguenti criteri:

a) Impianti centralizzati - Le unità di trattamento dell'aria e i gruppi frigoriferi non possono essere installati nei locali ove sono ubicati impianti di produzione calore. I gruppi frigoriferi devono essere installati in appositi locali, realizzati con strutture di separazione di caratteristiche di resistenza al fuoco non inferiori a REI 60, aventi accesso direttamente dall'esterno o tramite disimpegno aerato di analoghe caratteristiche, munito di porte REI 60 dotate di dispositivo di autochiusura. L'aerazione nei locali dove sono installati i gruppi frigoriferi non deve essere inferiore a quella indicata dal costruttore dei gruppi stessi, con una superficie minima non inferiore a 1/20 della superficie in pianta del locale. Nei gruppi frigoriferi devono essere utilizzati come fluidi frigorigeni prodotti non infiammabili e non tossici. I gruppi refrigeratori che utilizzano soluzioni acquose di ammoniaca possono essere installati solo all'esterno dei fabbricati o in locali aventi caratteristiche analoghe a quelli delle centrali termiche alimentate a gas. Le centrali frigorifere destinate a contenere gruppi termorefrigeratori ad assorbimento a fiamma diretta devono rispettare le disposizioni di prevenzione incendi in vigore per gli impianti di produzione calore, riferiti al tipo di combustibile impiegato. Non è consentito utilizzare aria di ricircolo proveniente da cucine, autorimesse e comunque da spazi a rischio specifico.

b) Condotte - Le condotte devono essere realizzate in materiale di classe 0 di reazione al fuoco; le tubazioni flessibili di raccordo devono essere di classe di reazione al fuoco non superiore a 2. Le condotte non devono attraversare: luoghi sicuri, che non siano a cielo libero; vani scala e vani ascensore; locali che presentino pericolo di incendio, di esplosione e di scoppio. L'attraversamento dei soprarichiamati locali può tuttavia essere ammesso se le condotte sono racchiuse in strutture resistenti al fuoco di classe almeno pari a quella del vano attraversato.

Qualora le condotte attraversino strutture che delimitano i compartimenti, nelle condotte deve essere installata, in corrispondenza degli attraversamenti, almeno una serranda avente resistenza al fuoco pari a quella della struttura che attraversano, azionata automaticamente e direttamente da rivelatori di fumo. Negli attraversamenti di pareti e solai, lo spazio attorno alle condotte deve essere sigillato con materiale di classe 0, senza tuttavia ostacolare le dilatazioni delle stesse.

c) Dispositivi di controllo - Ogni impianto deve essere dotato di un dispositivo di comando manuale, situato in un punto facilmente accessibile, per l'arresto dei ventilatori in caso d'incendio. Inoltre, gli impianti a ricircolo d'aria, a servizio di più compartimenti, devono essere muniti, all'interno delle condotte, di rivelatori di fumo che comandino automaticamente l'arresto dei ventilatori e la chiusura delle serrande tagliafuoco. L'intervento dei rivelatori deve essere segnalato nella centrale di controllo degli impianti di rivelazione e segnalazione automatica degli incendi. L'intervento dei dispositivi, sia manuali che automatici, non deve consentire la rimessa in marcia dei ventilatori senza l'intervento manuale dell'operatore.

d) Impianti localizzati - È consentito il condizionamento dell'aria a mezzo di armadi condizionatori, purché il fluido refrigerante non sia infiammabile né tossico. È comunque escluso l'impiego di apparecchiature a fiamma libera.

Art. VI: UTILIZZO DI FONTI ENERGETICHE ALTERNATIVE (l. n. 457/78 art. 56 modificato dall'art. 5 d.l. n. 9/82

Nella concessione di contributi pubblici per la costruzione di edifici residenziali sarà data la preferenza agli interventi che prevedono l'installazione di impianti di riscaldamento e di produzione di acqua calda alimentati da fonti energetiche non tradizionali. Per i predetti interventi il Comitato per l'edilizia residenziale può stabilire una elevazione del limite massimo dei costi ammissibili di cui alla lettera n) art. 3 della legge 457/78. Ai fini dell'elevazione del limite massimo di costo di cui al comma precedente, si considerano anche gli impianti che siano soltanto parzialmente alimentati da fonti energetiche non tradizionali, secondo le modalità precisate con deliberazione del CER. Entro sei mesi dalla data di entrata in vigore della legge 457/78, il Comitato per l'edilizia residenziale provvederà a formare un elenco, da aggiornare ogni biennio, delle fonti energetiche da considerarsi non tradizionali ai fini dell'applicazione del precedente comma, con l'osservanza delle norme contro l'inquinamento.

Art. VII: NORME PER IL CONTENIMENTO DEL CONSUMO DI ENERGIA (legge 10/91)

Ambito di applicazione (art. 25 legge 10/91)

Sono regolati dalla legge 10/91 i consumi di energia negli edifici pubblici e privati, qualunque ne sia la

destinazione d'uso, nonché, mediante il disposto dell'articolo 31 della legge 10/91, l'esercizio e la manutenzione degli impianti esistenti. Nei casi di recupero del patrimonio edilizio esistente, l'applicazione del presente titolo è graduata in relazione al tipo di intervento, secondo la tipologia individuata dall'articolo 31 della legge 5 agosto 1978, n. 457.

Progettazione, messa in opera ed esercizio di edifici e di impianti (art. 26 legge 10/91)

Ai nuovi impianti, lavori, opere, modifiche, installazioni, relativi alle fonti rinnovabili di energia, alla conservazione, al risparmio e all'uso razionale dell'energia, si applicano le disposizioni di cui all'articolo 9 della legge 28 gennaio 1977, n. 10, nel rispetto delle norme urbanistiche, di tutela artistico-storica e ambientale. Gli interventi di utilizzo delle fonti di energia di cui all'articolo 1 della legge 10/91 in edifici ed impianti industriali non sono soggetti ad autorizzazione specifica e sono assimilati a tutti gli effetti alla manutenzione straordinaria di cui agli articoli 31 e 48 della legge 5 agosto 1978, n. 457. L'installazione di impianti solari e di pompe di calore da parte di installatori qualificati, destinati unicamente alla produzione di acqua calda e di aria negli edifici esistenti e negli spazi liberi privati annessi, è considerata estensione dell'impianto idrico-sanitario già in opera. Gli edifici pubblici e privati, qualunque ne sia la destinazione d'uso, e gli impianti non di processo ad essi associati devono essere progettati e messi in opera in modo tale da contenere al massimo, in relazione al progresso della tecnica, i consumi di energia termica.

Gli impianti di riscaldamento al servizio di edifici di nuova costruzione, la cui concessione edilizia sia rilasciata dopo la data di entrata in vigore della legge 10/91, devono essere progettati e realizzati in modo tale da consentire l'adozione di sistemi di termoregolazione e di contabilizzazione del calore per ogni singola unità immobiliare. Negli edifici di proprietà pubblica o adibiti ad uso pubblico è fatto obbligo di soddisfare il fabbisogno energetico degli stessi favorendo il ricorso a fonti rinnovabili di energia o assimilate salvo impedimenti di natura tecnica od economica. La progettazione di nuovi edifici pubblici deve prevedere la realizzazione di ogni impianto, opera ed installazione utili alla conservazione, al risparmio e all'uso razionale dell'energia.

Relazione tecnica sul rispetto delle prescrizioni (art. 28 legge 10/91)

Il proprietario dell'edificio, o chi ne ha titolo, deve depositare in Comune, in doppia copia insieme alla denuncia dell'inizio dei lavori relativi alle opere di cui agli articoli 25 e 26 della legge 10/91, il progetto delle opere stesse corredate da una relazione tecnica, sottoscritta dal progettista o dai progettisti, che ne attesti la rispondenza alle prescrizioni della presente legge. Nel caso in cui la denuncia e la documentazione di cui al comma 1 non sono state presentate al Comune prima dell'inizio dei lavori, il sindaco, fatta salva la sanzione amministrativa di cui all'articolo 34 della legge 10/91, ordina la sospensione dei lavori sino al compimento del suddetto adempimento.

La documentazione di cui al comma 1 deve essere compilata secondo le modalità stabilite con proprio decreto dal Ministro dell'industria, del commercio e dell'artigianato.

Una copia della documentazione di cui al comma 1 è conservata dal Comune ai fini dei controlli e delle verifiche di cui all'articolo 33 della legge 10/91.

La seconda copia della documentazione, restituita dal Comune con l'attestazione dell'avvenuto deposito, deve essere consegnata a cura del proprietario dell'edificio, o di chi ne ha titolo, al Direttore dei Lavori ovvero, nel caso l'esistenza di questi non sia prevista dalla legislazione vigente, all'esecutore dei lavori.

Il direttore ovvero l'esecutore dei lavori sono responsabili della conservazione di tale documentazione in cantiere.

Controlli e verifiche (art. 33 legge 10/91)

Il Comune procede al controllo dell'osservanza delle norme della legge 10/91 in relazione al progetto delle opere, in corso d'opera ovvero entro cinque anni dalla data di fine lavori dichiarata dal Committente. La verifica può essere effettuata in qualunque momento anche su richiesta e a spese del Committente, dell'acquirente dell'immobile, del conduttore, ovvero dell'esercente gli impianti. In caso di accertamento di difformità in corso d'opera, il sindaco ordina la sospensione dei lavori. In caso di accertamento di difformità su opere terminate il sindaco ordina, a carico del proprietario, le modifiche necessarie per adeguare l'edificio alle caratteristiche previste dalla legge 10/91. Nei casi previsti dai commi 3 e 4 della stessa legge, il sindaco informa il prefetto per la irrogazione delle sanzioni di cui al paragrafo successivo

Sanzioni (art. 34 legge 10/91)

L'inosservanza dell'obbligo di presentazione della documentazione tecnica completa e degli obblighi conseguenti è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire un milione e non superiore a lire cinque milioni. Il proprietario dell'edificio nel quale sono eseguite opere difformi dalla documentazione depositata e che non osserva le disposizioni prescritte dall'art. 27 della legge 10/91è punito con la sanzione amministrativa in misura non inferiore al 5 per cento e non superiore al 25 per cento del valore delle opere. L'installatore e il Direttore dei Lavori che omettono la certificazione di cui all'articolo 29 della legge 10/91, ovvero che rilasciano una certificazione non veritiera nonché il progettista che rilascia la relazione tecnica non veritiera, sono puniti in solido con la sanzione amministrativa non inferiore all'1 per cento e non superiore al 5 per cento del valore delle opere, fatti salvi i casi di responsabilità penale. Il collaudatore che non ottempera a quanto stabilito dall'articolo 29 della legge 109/91 è punito con la sanzione amministrativa pari al 50 per cento della parcella calcolata secondo la vigente tariffa professionale.

Il proprietario o l'amministratore del condominio, o l'eventuale terzo che se ne è assunta la responsabilità, che non ottempera a quanto stabilito dall'articolo 31, commi 1 e 2 della legge 10/91, è punito con la sanzione amministrativa non inferiore a lire un milione e non superiore a lire cinque milioni. Nel caso in cui venga sottoscritto un contratto nullo ai sensi del comma 4 del medesimo articolo 31 della legge 10/91, le parti sono punite ognuna con la sanzione amministrativa pari a un terzo dell'importo del contratto sottoscritto, fatta salva la nullità dello stesso.

L'inosservanza delle prescrizioni di cui all'articolo 32 della legge 10/91 è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire cinque milioni e non superiore a lire cinquanta milioni, fatti salvi i casi di responsabilità penale. Qualora soggetto della sanzione amministrativa sia un professionista, l'autorità che applica la sanzione deve darne comunicazione all'ordine professionale di appartenenza per i provvedimenti disciplinari conseguenti. L'inosservanza della disposizione che impone la nomina, ai sensi dell'articolo 19 della legge 10/91, del tecnico responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia, è punita con la sanzione amministrativa non inferiore a lire dieci milioni e non superiore a lire cento milioni.

Provvedimenti di sospensione dei lavori

Il sindaco, con il provvedimento mediante il quale ordina la sospensione dei lavori, ovvero le modifiche necessarie per l'adeguamento dell'edificio, deve fissare il termine per la regolarizzazione. L'inosservanza del termine comporta la comunicazione al prefetto, l'ulteriore irrogazione della sanzione amministrativa e l'esecuzione forzata delle opere con spese a carico del proprietario.

L'esame attento di quanto sopra riportato unitamente ad una corretta progettazione dell'opera può essere indispensabile per la stesura di un buon CSA.

7.8.3 PROCEDURE PER IL COLLAUDO

Le procedure sono numerose e quasi tutte a valle dell'esecuzione dei lavori (in alcuni casi si ha necessità di operare un collaudo in corso d'opera, come ad esempio per il collaudo della tenuta idraulica delle tubazioni, prove a fuoco, ….). In genere si possono sintetizzare le seguenti fasi:

- *Operazioni precedenti le attività in campo*: acquisizione dei documenti riguardanti il progetto, l'offerta dell'installatore o dell'impresa, il contratto (o i contratti nel caso di più imprese), le certificazioni dei componenti, le dichiarazioni di conformità rilasciate dall'installatore ai sensi della L. 10/91 e L. 46/90, i manuali delle case costruttrici per i componenti più sensibili, richiedere l'equilibratura delle reti, i capitolati speciali di appalto e, se previste, le norme per l'esecuzione del collaudo;

- *Verifica e quantitativa delle opere*: mediante visita in cantiere, presenti l'impresa installatrice, il committente e la direzione lavori, controllare, avendo in mano i progetti esecutivi aggiornati, l'ubicazione dell'impianto, la scelta dei materiali, la presenza di vie di fuga e di mezzi di estinzione degli incendi (vedi CSA sopra riportato), la presenza di vie di ventilazione, la rispondenza degli impianti alle norme *CEI*, alla *L. 46/90* per le protezioni di terra, l'esistenza di dispositivi di controllo e di sicurezza, gli scarichi dei liquidi oleosi, dei separatori d'olio, degli scarichi delle acque di impianto, dell'assenza di pozzetti a perdere in centrale termica, verifica dell'inquinamento acustico ai sensi del *D.P.C.M. 14/11/97* e *D.M. 5/3/98*, la presenza di tutti i componenti di centrale, lo spessore degli isolamenti termici. E' opportuno verificare tutte le voci di computo metrico e predisporre una tabella comparativa.

- *Prove preliminari*: prima del collaudo vero e proprio occorre controllare i circuiti, le dilatazioni termiche, verificare le tenute, mettere in funzione la caldaia per un periodo sufficiente al raggiungimento del regime stazionario;
- *Prove di collaudo definitivo*: controllo del funzionamento della centrale termica con la verifica ai valori di progetto eventualmente con le correzioni previste per condizioni esterne diverse da quelle di riferimento, controllo delle temperature dei singoli ambienti (prelevate a 1,5 m dal pavimento. Si ricordi che se la temperatura interna non è conforme a quella indicata in contratto o prevista dalle norme il collaudo può proseguire solo a discrezione del Collaudatore), controllo delle umidità relative (se ci riferisce ad un impianto di climatizzazione), controllo della sicurezza dell'impianto e di tutti i suoi organi, controllo delle norme di risparmio energetico (in particolare della presenza del tronchetto flangiato per la verifica della portata totale del fluido primario e quindi per la verifica della potenzialità effettiva del generatore);
- *Stesura della relazione di collaudo*: in essa debbono essere riportati tutti i dati necessari alla completezza del collaudo, di tutte le osservazioni inerenti la rispondenza delle opere al progetto esecutivo depositato, alla congruenza dei materiali, alla congruenza delle misurazioni e di ogni altra operazione di collaudo con i valori limiti progettuali.

In questa sede ci si sta riferendo al collaudo tecnico. In realtà occorre anche procedere al collaudo amministrativo (che può anche essere disgiunto da quello tecnico) nel quale vengono verificati i costi, la rispondenza dei mandati con i fondi stanziati, etc. Quest'aspetto esula dal presente corso di *Impianti Termotecnici*.

7.9 ELABORATI TECNICO-ECONOMICI PER LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI

Si è più volte fatto cenno ad un Progetto – Offerta nel quale sono contenuti sia gli aspetti più propriamente tecnico progettuali (relazioni, calcoli, disegni,…) ma anche quelli tecnico economici.

In questi ultimi si intendono tutti i riferimenti di costo dei singoli elementi progettuali e in particolare sono tipici i seguenti elaborati:

- *Analisi dei Prezzi Unitari, APU*
- *Elenco Prezzi Unitari, EPU*
- *Computo metrico estimativo, CME*
- *Lista dei materiali, LM*
- *Elenco Descrittivo dei Materiali, EDM*
- *Computo Metrico (* detto anche *non estimativo), CM*

Vediamo brevemente di descrivere i singoli elaborati sopra indicati.

7.9.1 ANALISI DEI PREZZI UNITARI

L'*Analisi dei Prezzi Unitari* ha lo scopo di determinare i costi in opera di ogni singola voce di progetto utilizzando:

- I *costi elementari* delle singole voci, prive di trasporto e di qualunque altro valore aggiunto;
- I *costi di trasporto* delle voci a *piè d'opera*;
- I costi di *posa in opera* di ogni singola voce utilizzando i costi orari della mano d'opera disponibili per il periodo temporale di progetto[57].

Per potere effettuare l'analisi del costo di una voce di progetto occorre conoscere in ogni dettaglio le metodologie costruttive che saranno utilizzate al momento della posa in opera, i tempi di

[57] Spesso, per le lungaggini burocratiche tipiche in Italia, si ha un forte ritardo dal momento della progettazione di un'opera al momento in cui questa si può finalmente realizzare. Si pensi che il tempo medio di cantieramento varia dai tre ai dodici anni. Ne consegue che i prezzi unitari previsti al momento della progettazione debbono essere quasi sempre rivisti (*Revisione dei Prezzi* o *Aggiornamento dei Prezzi*) al momento dell'esecuzione di lavori. Poiché non è possibile *a priori* sapere quando l'opera in progettazione sarà realizzata, è opportuno utilizzare i prezzi correnti al momento della progettazione. In altre Nazioni i tempi di cantierazione sono limitati a pochi mesi, tanto che viene richiesta al Progettista una dichiarazione di conformità dei prezzi nel momento dell'esecuzione dei lavori. Questa rapidità porta, come automatica conseguenza, la stabilizzazione dei prezzi, la certezza del costo finale dell'Opera e della sua totale realizzazione. In Italia tutto ciò appare come un *miraggio*!

esecuzione, la posizione del cantiere e la distanza dal fornitore in modo da valutare correttamente le spese di trasporto. In Figura 121 si ha un quadro che elenca alcune voci elementari nel listini *Materiali a piè d'opera* (cioè con trasporto incluso fino in cantiere). Queste voci sono contraddistinte da una sigla (indicata come *Articolo*), una descrizione sintetica (due righe) ed una analitica (estesa e completa), l'unità di misura (UM), la descrizione del prezzo e il prezzo a piè d'opera. Nella Figura 123 si ha la lista del Listino *Mano d'Opera*. Oggi questi calcoli vengono facilmente effettuati mediante programmi di calcolo che velocizzano moltissimo la lungaggine delle operazioni da effettuare. Si può osservare come si hanno due sezioni fondamentali: nella sezione superiore si ha la *Sigla*, una descrizione sintetica di un paio di righe, una descrizione analitica completa della voce analizzata, l'unità di misura (UM) e il Prezzo Unitario. Si possono avere più prezzi unitari per tenere conto di varie situazioni contingenti: ad esempio si hanno prezzi differenziati per l'Italia del Nord, del Centro e del Sud, si hanno prezzi differenziati per le isole o anche per province.

Tutte le volte che esiste una motivazione oggettiva occorre sempre differenziare il prezzo. In alcuni paesi europei il prezzo viene definito per il singolo cantiere potendosi avere notevole differenza fra un cantiere in città ed uno in montagna o in luoghi con strade poco accessibili.

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]	Qt (S)	Importo (S)
C.01.018 Giunto-DN	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico … accordi/bc	cadauno	37.73	4.00	150.92
C.01.019 Valsfogo	Fornitura, trasporto e installazione di valvola automatic … , complet	cadauno	13.01	36.00	468.36
C.01.020 Termostat	Fornitura, trasporto ed installazione di termostato di co … ., comple	cadauno	26.03	18.00	468.54
C.01.021 Reg-Uta	Fornitura, trasporto ed installazione di complesso di reg … Modello t	cadauno	767.94	18.00	13 822.92
C.01.022 Val3vie-D:	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola a tre vi … .Modello ti	cadauno	963.32	17.00	16 376.44
C.01.023 Val3vie-D:	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola a tre vi … Modello tip	cadauno	1 002.38	1.00	1 002.38
C.01.024 ScarCond	Fornitura, trasporto ed installazione di tubazione per lo scarico cond	cadauno	148.28	6.00	889.68
C.01.025 ScarCond	Fornitura, trasporto ed installazione di tubazione per lo scarico cond	cadauno	50.72	12.00	608.64
C.01.026 Canali	Fornitura, trasporto e installazione di canali costruiti … tire il colleg	kg	5.37	1 344.00	7 217.28

nalisi Prezzi ▾ Edit Analisi [C.01.026 Canali * Fornitura, trasporto e installazione di canali costruiti … tire il collegament

n.	ELEMENTI ANALISI	descrizione	u.m.	QT	Prezzo	R.
1	A.01.026 Canali * Fornitura, trasporto e i		kg	1.000	2.00	
2	B.01.001 Squadra Bas * Squadra tipo con		ora	0.032	59.88	AN
3	A.01.071 IncOpeMur * Incidenza opere m		a corpo	0.020	10.00	

Figura 120: Esempio di Analisi dei Prezzi

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]	Qt (S)	Importo (S)
A.01.072 TrasRifiut	Smontaggio e trasporto in posto indicato dalla D.L. o a r … adro ele	a corpo	80.00	0	0
A.01.073 Taratura	Taratura di tutti i diffusori e bocchette dell'impianto d … e le giuste	a corpo	50.00	0	0
A.02.001 UTA25	Fornitura, trasporto e installazione di UTA-Classe 25	cadauno	3 200.00	0	0
A.02.002 UTA40	Fornitura, trasporto e installazione di UTA Classe 40	cadauno	3 700.00	0	0
A.02.003 UTA63	Fornitura, trasporto e installazione di UTA Classe 63	cadauno	3 800.00	0	0
B.01.001 Squadra E	Squadra tipo composta da un operaio specializzato ed un operaio qu	ora	74.25	0	0
B.01.002 IncTraspo	Incidenza del trasporto a piè d'opera.	a corpo	10.00	0	0
C.01.001 UTA25	Unità di Trattamento Aria Modello tipo WOLF KG25F o similare.	cadauno	4 595.59	13.00	59 742.67
C.01.002 UTA40	Unità di Trattento Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	cadauno	5 246.59	4.00	20 986.36

Figura 121: Esempio di voci elementari in un listino

Figura 122: Esempio di input dei dati delle voci singole

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]	Qt (S)	Importo (S)
	Voce riservata!!!			0	0
A.01.002 OpeSpe	Operaio Specializzato	ora	34.22	0	0
A.01.003 OpeQua	Operaio Qualificato	ora	22.81	0	0
A.01.004 Tubo Ner	Fornitura, trasporto a piè d'opera di tubazione in acciao nero nei dia	kg	1.30	0	0
A.01.005 Coib-1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	2.25	0	0
A.01.006 Coib-1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazioni a	m	1.75	0	0
A.01.007 Coib-2"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	2.80	0	0
A.01.008 Coib-4"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	29.00	0	0
A.01.009 Copertur	Fornitura, trasporto ed installazione di copertura di protezione per t	mq	10.00	0	0

Figura 123: Esempio del listino Mano d'Opera

In corrispondenza alla voce del quadro si ha nel quadro inferiore l'analisi. Si osservi come nella prima colonna si hanno le *voci elementari* (qui indicate con *articolo*), la sigla corrispondente (un acronimo facile da ricordare), una descrizione sintetica (o anche analitica) della voce elementare, il prezzo a piè d'opera (cioè incluso il trasporto), la quantità prevista e l'importo corrispondente (prodotto della *quantità* per il *prezzo*). La somma della colonna *Importo* fornisce il prezzo analizzato. In realtà il prezzo totale viene maggiorato per tenere conto delle *Spese Generali* (di solito variabile fra il 10 e il 15%) e dell'*Utile di Impresa* (variabile fra il 10 e il 15%). In Figura 124 si ha un esempio di valori possibili in un progetto reale.

Oneri Sicurezza e/o Oneri Accessori 5 %

Spese Generali: 14 %

Utili dell'Impresa: 10 %

Spese e Utili

(•) NETTO + (SG * Netto) + (UI * (Netto + SG))

( ) NETTO + (SG * Netto) + (UI * Netto)

Figura 124: Parametri generali di calcolo per l'Analisi dei Prezzi Unitari

In Figura 126 si ha un altro esempio per una Unità di Trattamento Aria (UTA, di cui si parlerà nel prosieguo) che presenta un'Analisi più complessa (parte inferiore della stessa figura). In questo caso si ha la presenza del trasporto (non più dal venditore locale ma dallo stabilimento di produzione) di mezzi di installazione (gru) e di materiale accessorio necessario alla completa posa in opera del dispositivo (tubazione per il collegamento alla rete, guarnizioni, materiale di consumo, …..). Inoltre anche la composizione della squadra tipo è diversa avendo anche la presenza di operai qualificati. Secondo le nuove disposizioni relative alla D Lgs 494/96 relativo alla sicurezza nei cantieri di lavoro, il costo della sicurezza[58] deve essere esplicitamente evidenziato nell'analisi. A questi costi non possono essere applicati riduzioni in sede di appalto.

Prezziari Regionali o di Riferimento

L'*Analisi dei Prezzi Unitari* è necessaria quando non sono disponibili prezzi sintetici aventi validità riconosciuta dagli Enti Pubblici. In *Sicilia* (in virtù dell'autonomia regionale in materia di edilizia) esiste un *Prezziario Regionale* che contiene un elenco esteso di prezzi per le opere edili di maggior uso. Questi prezzi sono riconosciuti dalle Amministrazioni ed anzi è obbligatorio utilizzarli quando le voci di progetto sono presenti nel *Prezziario*.

In Figura 127 si ha una pagina di gestione di voci in Elenco regionale. Queste voci, qui viste come elementari, sono in realtà voci di materiali in opera ma senza analisi.

In Figura 128 si ha un elenco di alcune voci del Prezziario Regionale Siciliano utili per un progetto termotecnico. Il *Prezziario Regionale Siciliano* viene aggiornato con cadenza bi-triennale e pertanto i computi metrici vanno sempre riferiti all'ultimo prezziario regionale disponibile.

Non in tutte le regioni si hanno prezziari di riferimento: si ricordi che solo nelle regioni a statuto speciale e nelle province autonome di Trento e Bolzano si ha autonomia legislativa in materia di edilizia e appalti. Nelle regioni a statuto normale vige la normativa nazionale che non fa riferimento a listini di riferimento. Esistono, tuttavia, pubblicazioni note da decenni che hanno assunto ormai un valore di riferimento riconosciuto a livello nazionale.

Ad esempio il *Listino della Camera di Commercio* di Milano contiene un numero notevole di *prezzi unitari* e *prezzi ad opera compiuta* che vengono aggiornati trimestralmente e che sono certamente affidabili come prezzi di mercato. Va, però, tenuto presente che alcuni prezzi si riferiscono all'Italia del nord.

Per questo motivo alcuni listini di più recente pubblicazione (ad esempio quelli del *Sole 24 Ore*) riportano, per ciascuna voce, prezzi differenziati per l'Italia del Nord, centrale, meridionale e per le isole.

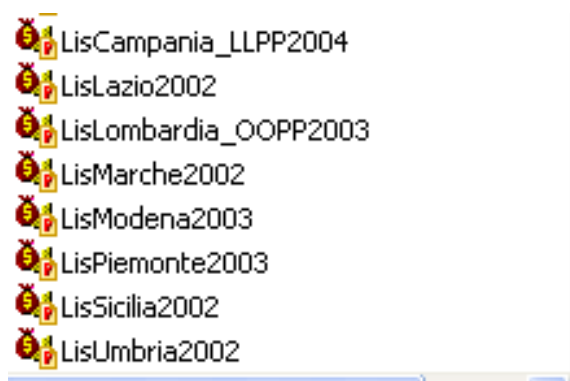



Figura 125: Un elenco di listini regionali disponibili

[58] Ad esempio per costruire il ponteggio, per l'uso di maschere di protezione, di occhiali particolari,…. Unitamente al progetto dell'opera occorre prevedere anche il progetto per la Sicurezza fatto da professionista abilitato a questo tipo di progettazione. Gli Allievi Meccanici potranno approfondire quanto qui appena accennato al V Anno con un corso multidisciplinare che abilita anche alla progettazione per la sicurezza.

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]	Qt (S)	Importo (S)
B.01.002 IncTraspo	Incidenza del trasporto a piè d'opera.	a corpo	10.00	0	0
C.01.001 UTA25	Unità di Trattamento Aria Modello tipo WOLF KG25F o similare.	cadauno	4 595.59	13.00	59 742.67
C.01.002 UTA40	Unità di Trattento Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	cadauno	5 246.59	4.00	20 986.36
C.01.003 UTA 63	Unità di Trattameneto Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	cadauno	5 454.76	1.00	5 454.76
C.01.004 TuboNero	Fornitura, trasporto a piè d'opera di tubazione in acciaio nero Manne	m	5.12	888.30	4 548.10
C.01.005 Coib1"1/4	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per Tubazione	m	4.23	170.00	719.10
C.01.006 Coib1"1/2	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	4.88	16.00	78.08
C.01.007 Coib-2"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	5.99	8.00	47.92
C.01.008 Coib-4"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione	m	41.65	8.00	333.20

Analisi Prezzi — Edit Analisi [C.01.001 UTA25 * Unità di Trattamento Aria Modello tipo WOLF KG25F o similare.]

n.	ELEMENTI ANALISI	descrizione	u.m.	QT	Prezzo	R.
1	A.02.001 UTA25 * Fornitura, trasporto e		cadaunc	1.000	3 200.00	
2	B.01.001 Squadra Bas * Squadra tipo con		ora	3.000	59.88	AN
3	B.01.002 IncTrasport * Incidenza del tras		a corpo	15.000	10.00	

Figura 126: Esempio di Analisi Prezzi di una voce complessa (in neretto)

Purtroppo le voci impiantistiche in tutti i listini di riferimento[59] sono molto poche e quindi per la progettazione degli impianti (termici, idraulici, elettrici, fognari, antincendio,….) occorre dimostrare alle Amministrazioni che richiedono la progettazione dell'opera la validità dei prezzi unitari utilizzati nei calcoli economici mediante l'*Analisi dei Prezzi Unitari*.

Si fa presente che la preparazione degli elaborati tecnico economici qui descritti richiede spesso molto più tempo della stessa progettazione tecnica degli impianti.

L'uso di programmi elettronici dedicati è senza dubbio di grande ausilio anche perché questi Cad consentono di memorizzare le analisi dei prezzi in listini che possono poi essere utilizzati per altri progetti. In pratica si analizzano le voci nuove che non sono mai state analizzate in precedenza.

Tariffa: 01.01.01.01 Articolo: Cod. Fase:

Sintetica:
Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d … a l'una dall'altra fino a 30 cm. attaccabili da escavatore

Estesa:
Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori da eseguirsi all'esterno del perimetro del centro edificato, definito in base ai criteri previsti dal 2° comma dell'art. 18 della L. n. 865/1971, eseguito con mezzo meccanico, anche in presenza d'acqua con tirante non superiore a 20 cm., inclusi la rimozione di sovrastrutture stradali e di muri a secco, il taglio e la rimozione di alberi e ceppaie, eseguito secondo le sagome prescritte, anche a gradoni, compresi gli interventi anche a mano per la regolarizzazione del fondo, delle superfici dei tagli e la profilatura delle pareti, nonché il paleggiamento, il carico su mezzo di trasporto, il trasporto a rilevato o a rinterro nell'ambito del cantiere fino alla distanza di 1000 m., il ritorno a vuoto, compreso

Un.Misura: m3 — Sovrapprezzo in Percentuale: % 5 di — Data: 12/06/2002

Prezzi: 2.53 0.00 0.00 0.00 0.00

Figura 127: Esempio di listino Regionale Sicilia

[59] Esistono dei Listini specifici per tipologia di Opere: ad esempio per restauro, per nuove costruzioni, per lavori stradali, per impianti elettrici, per impianti idrici, per impianti di riscaldamento o di condizionamento, …. Purtroppo questi listini (vedi *Sole 24 Ore* e le pubblicazione del *Genio Civile di Roma*) non sono accettate come riferimento per la Regione Siciliana. Questi prezzi, tuttavia, possono essere di guida ai Progettisti nel predisporre la loro analisi dei prezzi.

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]
	Voce riservata!!!		
01	SCAVI, RINTERRI, DEMOLIZIONI, SCARIFICAZIONI, RILEVATI, GEOTESSILI		0.00
01.01	SCAVI		0.00
01.01.01.01	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... a l'una dall'altra fino a 3	m3	2.53
01.01.01.02	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... lta sarà riscontrata vari	m3	4.19
01.01.01.03	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... i martello demolitore e c	m3	7.75
01.01.01.04	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... o fare uso di escavator	m3	14.67
01.01.01.05	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... ta regola d'arte: idem d	m3	19.83
01.01.01.06	Scavo di sbancamento per qualsiasi finalità, per lavori d ... a regola d'arte: idem da	m3	26.65
01.01.02	Scavo come al precedente art. 01.01.01 ma eseguito con l' ... 0 N/mm2, compreso	m3	18.39
01.01.03	Scavo come al precedente art.1.1.1 ma eseguito con l'uso ... 'art.1.1.1.2 compre:	m3	20.56
01.01.04.01	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	3.84
01.01.04.02	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	6.41
01.01.04.03	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	10.66
01.01.04.04	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	16.53
01.01.04.05	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	22.00
01.01.04.06	Scavo come al precedente art. 1.1.1, ma eseguito all'inte ... .1.1: in materie e con	m3	29.18
01.01.05.01	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	3.87
01.01.05.02	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	7.93
01.01.05.03	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	12.59
01.01.05.04	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	18.70
01.01.05.05	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	24.94
01.01.05.06	Scavo a sezione obbligata, per qualsiasi finalità, per la ... arte: in materie e con le	m3	31.59
01.01.06.01	Scavo come al precedente art. 1.1.5 ma eseguito all'inter ... .1.5: in materie e con	m3	5.85
01.01.06.02	Scavo come al precedente art. 1.1.5 ma eseguito all'inter ... .1.5: in materie e con	m3	10.33
01.01.06.03	Scavo come al precedente art. 1.1.5 ma eseguito all'inter ... .1.5: in materie e con	m3	16.60
01.01.06.04	Scavo come al precedente art. 1.1.5 ma eseguito all'inter ... .1.5: in materie e con	m3	25.15

Figura 128: Elenco di alcune voci del Prezziario Regionale Siciliano

In questo modo si costruisce una biblioteca di dati che si arricchisce man mano che si va avanti professionalmente. Si osservi che in genere questi programmi utilizzano i *Data Base* per i riferimenti incrociati dei dati. Ne consegue che aggiornando alcuni prezzi elementari si aggiorni, istantaneamente, anche l'Analisi dei Prezzi, l'Elenco dei Prezzi, ….

7.9.2 ELENCO DEI PREZZI UNITARI, EPU

Dopo avere analizzato le voci di progetto o individuate quelle presenti nel *Prezziario Regionale* occorre formare l'*Elenco dei Prezzi Unitari*, cioè l'elenco contenente la descrizione analitica[60] di ogni singola voce che si prevede di utilizzare nel progetto e del *prezzo unitario di applicazione*, cioè del prezzo che le Amministrazioni pagheranno per ogni voce. L'*elenco dei Prezzi Unitari* è importante perché costituisce uno degli allegati fondamentali dei contratti d'opera fra le Amministrazioni e le Imprese. I prezzi si intendono non modificabili e vincolano entrambe le parti (amministrazione ed Impresa). Non è consentito inserire in Elenco Prezzi Unitari voci che non fanno parte del progetto così come non è consentito non inserire voci presenti in progetto.

[60] Per descrizione *analitica* si intende la descrizione estesa, minuziosa e precisa della voce, delle caratteristiche tecniche di tutti i suoi componenti, delle modalità di installazione, dei valori nominali e di targa previsti e di ogni altra informazione necessaria all'Impresa per l'esecuzione dell'Opera a *perfetta regola d'arte*. Con questa dizione si intende la perfetta aderenza del manufatto a tutti gli standard, norme e specifiche che la legge e/o i regolamenti indicano.

Tariffa	VOCI di ELENCO PREZZI	Un.Mis.	Prezzo [1]	Qt (S)	Importo (S)
A.01.040 Controsoff	Fornitura, trasporto ed installazione di controsoffitto d ... sario per dare	mq	10.00	0	0
A.01.041 PannelloCc	Fornitura, trasporto ed installazione di pannello da inse ... sario per dare	cadauno	40.00	0	0
A.01.042 SmontCont	Smontaggio di controsoffittatura esistente per permettere ... offitto rov	cadauno	2.00	0	0
A.01.071 IncOpeMur	Incidenza opere murarie necessarie per la realizzazione delle opere.	a corpo	10.00	0	0
A.01.072 TrasRifiuti	Smontaggio e trasporto in posto indicato dalla D.L. o a r ... adro elettric	a corpo	80.00	0	0
A.01.073 Taratura	Taratura di tutti i diffusori e bocchette dell'impianto d ... e le giuste port	a corpo	50.00	0	0
A.02.001 UTA25	Fornitura, trasporto e installazione di UTA-Classe 25	cadauno	3 200.00	0	0
A.02.002 UTA40	Fornitura, trasporto e installazione di UTA Classe 40	cadauno	3 700.00	0	0
A.02.003 UTA63	Fornitura, trasporto e installazione di UTA Classe 63	cadauno	3 800.00	0	0
B.01.001 Squadra Ba	Squadra tipo composta da un operaio specializzato ed un operaio qualific	ora	74.25	0	0
B.01.002 IncTraspor	Incidenza del trasporto a piè d'opera.	a corpo	10.00	0	0
C.01.001 UTA25	Unità di Trattamento Aria Modello tipo WOLF KG25F o similare.	cadauno	4 595.59	13.00	59 742.67
C.01.002 UTA40	Unità di Trattento Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	cadauno	5 246.59	4.00	20 986.36
C.01.003 UTA 63	Unità di Trattameneto Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	cadauno	5 454.76	1.00	5 454.76
C.01.004 TuboNero	Fornitura, trasporto a piè d'opera di tubazione in acciaio nero Mannesma	m	5.12	888.30	4 548.10
C.01.005 Coib1"1/4	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per Tubazione fino	m	4.23	170.00	719.10
C.01.006 Coib1"1/2	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione da 1	m	4.88	16.00	78.08
C.01.007 Coib-2"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione da 2	m	5.99	8.00	47.92
C.01.008 Coib-4"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione da 4	m	41.65	8.00	333.20
C.01.009 CoperTubi	Fornitura, trasporto ed installazione di copertura di protezione per tubaz	mq	40.31	14.00	564.34
C.01.010 Sarc-DN4	Fornitura, trasporto ed installazione di saracinesca ghisa da 4", complete	cadauno	124.97	2.00	249.94
C.01.011 ValRit-DN4	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di ritegno, DN 4".	cadauno	249.96	2.00	499.92
C.01.012 ValSfe-DN1	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di intercettazioner il fluido	cadauno	16.91	14.00	236.74
C.01.013 ValSfe1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di intercettazione per il flu	cadauno	20.82	32.00	666.24
C.01.014 ValSfe1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di intercettazioneper il flui	cadauno	24.72	8.00	197.76
C.01.015 ValSfe-DN2	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di intercettazione per il flu	cadauno	35.13	4.00	140.52
C.01.016 Giunto1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico ... di/bocchettoni	cadauno	23.94	28.00	670.32
C.01.017 Giunto1"1/	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico ... ordi/bocchetto	cadauno	37.73	8.00	301.84
C.01.018 Giunto-DN2	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico ... accordi/bocche	cadauno	37.73	4.00	150.92
C.01.019 Valsfogo	Fornitura, trasporto e installazione di valvola automatic ... , completa di	cadauno	13.01	36.00	468.36
C.01.020 Termostato	Fornitura, trasporto ed installazione di termostato di co ... , completo d	cadauno	26.03	18.00	468.54

Figura 129: Esempio di Elenco dei Prezzi Unitari

Ogni voce è ***identificata in modo univoco*** da una *sigla* (in figura indicata con *Articolo*) che dovrà essere utilizzato in ogni riferimento in *Computo Metrico* sia *estimativo* che non estimativo.

Qualora durante l'esecuzione dei lavori si renda necessario utilizzare una voce non prevista in *EPU* allora si dovrà effettuare una nuova analisi per individuare un *Nuovo Prezzo* al quale si applica la stessa riduzione percentuale di *Gara di Appalto* degli altri prezzi.

7.9.3 COMPUTO METRICO ESTIMATIVO, CME

Il *Computo Metrico Estimativo, CME,* è l'elaborato finale che consente di conoscere il costo totale dell'opera (*Stima*). Questo elaborato sintetizza, contabilmente, tutto il progetto. E' suddiviso per ***Capitoli*** che descrivono le singole opere (*Riscaldamento, Condizionamento, Antincendio, Idrico, ….)* e in ***Sottocapitoli*** che descrivono parti dei singoli capitoli (ad esempio: Corpo Uffici, Aule, Edificio A, Edificio B, ….).

Per ciascun Capitolo si ha un elenco di voci che compongono le opere previste: per ciascuna voce occorre indicare la sigla utilizzata in EPU, il prezzo unitario, l'unità di misura, la quantità prevista in progetto e il costo (prodotto quantità x prezzo).

La somma dei totali di tutti i capitoli fornisce il costo totale dei lavori. Per effettuare il computo metrico estimativo ci si può avvalere di fogli elettronici o di speciali programmi che si incaricano di effettuare le analisi di congruenza con le sigle in EPU, con il prezzo unitario e con le unità di misura (che debbono sempre essere indicate!). Le opere possono essere solitamente suddivise in Categorie e Sub categorie per maggiore chiarezza.

n.	categorie
0	<nessuna>
1	Sostituzione UTA
2	Regolazione
3	Tubazioni
4	Canali
5	Opere murarie

Figura 130: Suddivisione in Categorie

Per ogni voce inserita nel computo si ha il numero progressivo, la sigla indicata in EPU, l'unità di misura, il prezzo unitario, la descrizione sintetica (per ridurre l'occupazione dello spazio occupato nello schermo), la descrizione della finalità d'uso di quella voce e la quantità.

Nr	Tariffa	VOCI di MISURAZIONE	QT	Importo
1	C.01.001 UTA25	Unità di Trattamento Aria Modello tipo WOLF KG25F o similare.	13.00	59 742.67
2	C.01.002 UTA40	Unità di Trattento Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	4.00	20 986.36
3	C.01.003 UTA 63	Unità di Trattameneto Aria Modello tipo WOLF KG63F o similare.	1.00	5 454.76
4	C.01.004 TuboNero	Fornitura, trasporto a piè d'opera di tubazione in acciaio nero Mannesm	888.30	4 548.10
5	C.01.005 Coib1"1/4	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per Tubazione fin	170.00	719.10
6	C.01.006 Coib1"1/2	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazione da	16.00	78.08

DESCRIZIONI delle MISURE	par.ug.	lung.	larg.	H/Peso	QT
Con portata di 1000 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa	5.00				5.00
Con portata di 1400 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa	8.00				8.00

Figura 131: Esempio di scheda per il calcolo del Computo Metrico Estimativo

Per il calcolo delle quantità si possono avere diverse possibilità a seconda dei casi e del tipo di voce utilizzata. Spesso si hanno tabelle che riportano i dati principali di calcolo per tondini di ferro, profilati in acciaio, tubi circolari, tubi quadrati, canali .. , come illustrato in Figura 132

Come si può ben immaginare il calcolo delle quantità è sempre la parte più delicata dell'intero calcolo economica di un'opera ed occorre porre molta attenzione nel conteggiare tutte le voci presenti in progetto.

Si ricorda che la responsabilità degli errori progettuali *ricade tutta* sul Progettista che, in base alle nuove disposizioni di Legge, è anche tenuto ad avere una Assicurazione Professionale che copra i rischi progettuali ed esecutivi di un'opera.

Il *CME* si completa con le voci per *Imprevisti* e per *IVA* come indicato in Figura 133.

Tubi a sezione Rettangolare

Descrizione	Valore
Sez. 60x42	4.38
Sez. 70x49	6.32
Sez. 80x56	8.04
Sez. 90x63	9.11
Sez.100x70	11.4

Ferro Tondino

Descrizione	Valore
Ø 5	0.154
Ø 6	0.222
Ø 7	0.302
Ø 8	0.395
Ø 9	0.499

Travi a L con lati uguali

Descrizione	Valore
Prof. 25x3	1.12
Prof. 25x5	1.77
Prof. 30x4	1.78
Prof. 30x6	2.56
Prof. 40x4	2.42

Tubi a sezione Circolare

Descrizione	Valore
Ø 17.2	0.74
Ø 21.3	1
Ø 26.9	1.41
Ø 33.7	2.21
Ø 38	2.51

Tubi a sezione Quadra

Descrizione	Valore
L 40	3.38
L 50	4.29
L 60	6.38
L 70	8.29
L 80	9.55

Travi doppio T (NP)

Descrizione	Valore
NP 80	5.94
NP 100	8.34
NP 120	11.1
NP 140	14.3
NP 160	17.9

Figura 132: Esempi di tabelle dati per varie tipologie di misurazioni

Quadro Economico dei Lavori:

n.	descrizione	importo
1	ensivo dell'importo per l'attuazione dei Piani di Sicurezza)	
2	A misura	186 558.33
3	A corpo	0.00
4	In economia	0.00
5		--------------------------------
6	Sommano	186 558.33
7		--------------------------------
8	b) Importo per l'attuazione dei Piani di Sicurezza	
9	A misura	9 327.92
10	A corpo	0.00
11	In economia	0.00
12		--------------------------------
13	Sommano	9 327.92
14		--------------------------------
15	c) Somme a disposizione della stazione appaltante per:	
16	c1) Lavori in economia, previsti in progetto, ed esclusi da	0.00
17	c2) Rilievi accertamenti e indagini	0.00
18	c3) Allacciamenti a pubblici servizi	0.00
19	c4) Imprevisti	5 596.75
20	c5) Acquisizione aree o immobili	0.00
21	c6) Accantonamento di cui all' Art.26 c.4 legge n° 109/94	0.00
22	c7) Spese tecniche relative a: progettazione, alle necess	35 000.00
23	c8) Spese per Responsabile Unico del Procedimento	2 798.37
24	c9) Eventuali spese per commissioni giudicatrici	0.00

Figura 133: Quadro finale del Computo Metrico estimativo

Gli *Imprevisti* sono calcolati in ragione del 3% e possono essere utilizzati dal Direttore dei Lavori per far fronte a piccole variazioni progettuali in sede esecutiva. Non sono più ammesse *Varianti Progettuali* superiori a questo importo se non per cause di forza maggiore (nuove leggi, calamità, …).

Costo Totale dell'Opera

Il progetto di un'opera è soggetto al rispetto della previsione di spesa dell'Ente Appaltante e pertanto il *Computo Metrico Estimativo* deve rispettare queste indicazioni. Poiché il CME è costituito da una somma di prodotti di quantità per prezzi unitari è chiaro che occorre variare uno o entrambi queste grandezze per potere raggiungere l'obiettivo finale. Se i prezzi unitari sono quelli del *Prezziario Regionale* (quindi immutabili) allora non si può fare altro che variare le quantità e quindi il progetto che queste quantità ha generato.

Quest'operazione può comportare anche un rifacimento totale del progetto e pertanto occorre porre attenzione fin dall'inizio nella scelta delle ipotesi progettuali. Spesso si utilizzano dei *parametri guida* che in un certo senso orientano il Progettista verso il costo dell'opera: certamente la previsione di massima non è quasi mai esatta ma si avvicina molto al valore finale calcolato tanto più quanto maggiore è l'esperienza del Progettista e la qualità dei parametri guida utilizzati.

Ad esempio in alcune pubblicazioni (*Camera di Commercio di Milano, Sole 24 Ore)* si hanno delle indicazioni di costo totale di alcuni impianti per metro cubo di edificio. Può essere utile saper prevedere mediamente qual è l'incidenza dei costi degli impianti tecnologici nelle moderne costruzioni.

A questo scopo si è predisposta la seguente tabella indicativa che riporta sia l'incidenza percentuale dell'impiantistica che il costo medio per m³ di costruzione. Si osserva che i valori qui riportati sono da intendersi media dell'ultimo lustro e che possono subire variazioni in conseguenza anche di variazioni dei costi di mercato dei materiali utilizzati sia per le costruzioni che per gli impianti.

Destinazione d'uso edifici	Costo medio globale (€/m³)	Incidenza di costo impianti (%)
Uffici	250-350	30÷35
Residenze	100-150	20÷25
Industrie	125-225	10÷15
Scuole	175-300	20÷25
Ospedali	280-500	40÷60

Tabella 61: Costi medi degli impianti di climatizzazione per destinazione d'uso

Il costo medio delle varie tipologie di impianto sono riportati, sempre valutati nell'ultimo lustro, nella seguente tabella.

Tipologia di impianto	Costo unitario (€/m³)
Impianto di climatizzazione	60-80
Impianto elettrico	35-70
Impianto idrico-sanitario	15-35
Impianti speciali	10-80

Tabella 62: Costo medio degli impianti per tipologia impiantistica

Con la stessa filosofia si possono calcolare i *carichi termici estivi di massima* (di questo argomento si parlerà diffusamente nel prosieguo) mediante l'uso della seguente tabella nella quale i carichi specifici sono suddivisi per destinazione d'uso degli edifici e per tipologia di carico termico.

Tipologia di carico termico	Destinazione d'uso edificio	Carico termico unitario
Carichi frigoriferi totali	Generica	15÷20 (W/m³)
Trattamenti dell'aria	Banche	50÷70 (W/m³)
	Ospedali	35÷50 (W/m³) climatizzato
	Ristoranti	70÷80 (W/m³)
	Hotel	5÷100 (W/m³)
	Centro Elettronico	100÷130 (W/m³)
	Generica	10÷15 (W per Vol/h

	Impianti a tutt'aria	25÷30 (W per Vol/h
	Impianti ad aria primaria	15÷20 (W per Vol/h
Apporti termici solari	Vetro doppio e veneziane	150÷500 (W/m²)
Apporti termici gratuiti	Metabolismo	10÷15 (W/m²)
	Illuminazione, Carichi elettrici	15÷20 (W/m²)
	Macchinari	25÷50 (W/m²)
Carichi elettrici	Illuminazione	5÷15 (W/m²)
	Carichi elettrici	15÷50 (W/m²)
	Condizionamento	25÷120 (W/m²)
	Ascensori	15÷20 (W/m²)
	Calcolatori	200÷300 (W/m²) netta

Tabella 63: carichi termici unitari

Nel caso della presenza di prezzi analizzati (come avviene di solito per gli impianti termotecnici) si può agire su alcune voci di analisi per modificare il prezzo unitario e quindi il computo estimativo.

Di solito conviene agire sulle voci che incidono maggiormente sul costo totale.

Ad esempio se il costo di un impianto è di €. 100.000,00 con una incidenza del 40% di ferro per tubazioni (10.000 kg) inizialmente posto a €./kg 4,00 per un totale di €. 40.000,00 se il costo unitario viene portato a €/kg 3,00 si ha un risparmio di € 10.000,00.

Naturalmente queste variazioni debbono essere fatte con molta attenzione senza pregiudicare la correttezza del progetto. Agendo su più voci si possono avere economie tali da far quadrare i conti.

Anche in presenza di prezzi analizzati si possono variare le quantità variando le ipotesi progettuali e spesso le due metodologie di intervenendo debbono procedere di pari passo per raggiungere l'obiettivo del costo finale entro i limiti prefissati.

7.9.4 LISTA DEI MATERIALI

Gli appalti possono essere aggiudicati in diversi modi secondo le attuali norme. Uno di questi prevede la formazione delle *Liste dei materiali* formate da varie colonne: nella prima colonna si ha un numero progressivo, nella seconda colonna si ha la sigla (unica) della voce, nella terza colonna la descrizione sintetica, nella quarta colonna la quantità totale prevista in tutti i capitoli e sottocapitoli del progetto.

Seguono poi tre colonne: una per l'indicazione del prezzo unitario in cifre, una seconda per l'indicazione del prezzo unitario in lettere, una terza per l'indicazione dell'importo parziale (prodotto quantità per prezzo indicato).

Queste tre ultime colonne sono lasciate libere e debbono essere riempite dall'Impresa concorrente all'appalto. La somma di tutti i prezzi parziali fornisce la stima complessiva dell'opera e quindi il prezzo offerto dall'Impresa concorrente.

Si intuisce come sia importantissimo avere calcolato correttamente le quantità in progetto. La legge non ammette errori di sorta ed eventuali errori sono addebitati al Progettista.[61]. Unitamente alla *Lista dei materiali* vi è anche l'*Elenco descrittivo dei materiali*.

7.9.5 ELENCO DESCRITTIVO DEI MATERIALI, EDM

E' un elenco di tutte le voci in progetto contenente solamente la sigla (*unica* in tutto il progetto) e la descrizione analitica e dettagliata delle voci.

A differenza dell'EPU non è presente il *prezzo di applicazione* e pertanto questo elenco serve solo in sede di appalto per descrivere univocamente le voci di progetto.

7.9.6 COMPUTO METRICO, CM

Il *Computo Metrico* consiste nella sola parte di calcolo delle quantità e rispetto al *CME* non si ha alcuna indicazione sui prezzi e sui costi parziali. Il *CM* serve per preparare la *Lista dei Materiali* e non sempre viene richiesto dalle Amministrazioni.

---

[61] *Tempi duri per i progettisti se non si conosce bene il proprio mestiere* !!!!!!

7.10 ESEMPIO DI ELABORATI TECNICO CONTABILI DI UN PROGETTO

Si riportano alcuni stralci delle stampe[62] relative agli elaborati tecnico contabili per un ipotetico progetto di impianti termotecnici.

Per semplicità si riportano solo le prime mezze pagine: la stampa completa occuperebbe diverse decine di pagine.

Si segue lo stesso ordine seguito in precedenza per la descrizione dei singoli elaborati.

Si suppone di effettuare il progetto degli impianti termotecnici (antincendio, riscaldamento, condizionamento) in un edificio pubblico.

7.10.1 MATERIALI ELEMENTARI

Num.Ord. TARIFFA	DESCRIZIONE DELLE VOCI E DEGLI ELEMENTI	Quantità	IMPORTI	
			unitario	TOTALE
	RIPORTO			
	COSTI ELEMENTARI			
Nr. 46 A.01.002 Ope Spe	Operaio Specializzato euro / ora			34,22
Nr. 47 A.01.003 Ope Qua	Operaio Qualificato euro / ora			22,81
Nr. 48 A.01.004 Tubo Nero	Fornitura, trasporto a piè d'opera di tubazione in acciaio nero del tipo "Mannesmann" senza Saldatura longitudinale, Serie leggera secondo norme UNI 8863-68, nei diametri adeguati alla portata dell'acqua. euro / kg			1,30
Nr. 49 A.01.005 Coib-1"1/2	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazioni di acqua calda e/o refrigerata correnti a vista o sottotraccia, adatta per campo termico di applicazione da -45 ... ente e uniformemente aderente alla tubazione stessa; Modello KAIMAN K-FLEX ST CL1 o similare. Per tubazione da 1" 1/2. euro / m			2,25
Nr. 50 A.01.006 Coib-1"1/4	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazioni di acqua calda e/o refrigerata correnti a vista o sottotraccia, adatta per campo termico di applicazione da -45 ... e e uniformemente aderente alla tubazione stessa; Modello KAIMAN K-FLEX ST CL1 o similare. Tubazione fino ad 1" 1/4. euro / m			1,75
Nr. 51 A.01.007 Coib-2"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazioni di acqua calda e/o refrigerata correnti a vista o sottotraccia, adatta per campo termico di applicazione da -45 ... etamente e uniformemente aderente alla tubazione stessa; Modello KAIMAN K-FLEX ST CL1 o similare. Per tubazione da 2". euro / m			2,80
Nr. 52 A.01.008 Coib-4"	Fornitura, trasporto ed installazione di coibentazione per tubazioni di acqua calda e/o refrigerata correnti a vista o sottotraccia, adatta per campo termico di applicazione da -45 ... etamente e uniformemente aderente alla tubazione stessa; Modello KAIMAN K-FLEX ST CL1 o similare. Per tubazione da 4.			

Figura 134: Esempio di stampa di elenco di materiali elementari

Spesso l'elenco dei materiali elementari fa parte dell'Analisi Prezzi che li riporta fra le voci non analizzate.

[62] Il programma qui utilizzato è commercialmente disponibile per cui si sono evitati riferimenti commerciali.

7.10.2 ANALISI DEI PREZZI UNITARI

Num.Ord. TARIFFA	DESCRIZIONE DELLE VOCI E DEGLI ELEMENTI	Quantità	IMPORTI unitario	IMPORTI TOTALE
	RIPORTO			
	ANALISI DEI PREZZI			
Nr. 1	Squadra tipo composta da un operaio specializzato e d un operaio qualificato			
B.01.001	**E L E M E N T I**:			
Squadra Bas	(E) [A.01.002 OpeSpe] Operaio Specializzato ora	1,000	34,22	34,22
	(E) [A.01.003 OpeQua] Operaio Qualificato ora	1,000	22,81	22,81
	Sommano euro			57,03
	Oneri Sicurezza 5% euro			2,85
	Sommano euro			59,88
	Spese Generali 14% euro			8,38
	Sommano euro			68,26
	Utili Impresa 10% euro			5,99
	T O T A L E euro / ora			74,25
Nr. 2 C.01.001 UTA25	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 1400 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 200 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG25F o similare.			
	E L E M E N T I:			
	(E) [A.02.001 UTA25] Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento ... cadauno	1,000	3'200,00	3'200,00
	(A) [B.01.001 Squadra Bas] Squadra tipo composta da un operaio specializzato ed un oper ... ora	3,000	59,88	179,64
	(E) [B.01.002 IncTrasport] Incidenza del trasporto a piè d'opera. a corpo	15,000	10,00	150,00
	Sommano euro			3'529,64
	Oneri Sicurezza 5% euro			176,48
	Sommano euro			3'706,12
	Spese Generali 14% euro			518,86
	Sommano euro			4'224,98
	Utili Impresa 10% euro			370,61

Figura 135: Esempio di stampa di Analisi dei Prezzi Unitari

La stampa dell'Analisi dei Prezzi riporta tutti i dati necessari per la comprensione delle voci analizzate. Si osservi come i materiali elementari siano individuati da una sigla (unica nel progetto) che li identifica nella lista dei materiali elementari (vedi Figura 134).

La scelta delle sigle delle voci (sia elementari che analizzate) è spesso libera in modo che ciascun utente possa meglio individuarle. Spesso alle sigle numeriche si aggiunge una sigla letterale mnemonica, come può osservarsi nelle figure qui riportate.

Si osservi come la descrizione delle voci nell'*Elenco Prezzi Unitari* sia sempre completa e analitica. Una descrizione carente è quasi sempre motivo di contenzioso fra l'Amministrazione Appaltante e l'Impresa poiché quest'ultima cercherà sempre, per la legge del profitto, di fornire il materiale che, a parità di condizioni, costa di meno.

Se la descrizione è manchevole nello specificare le caratteristiche tecniche (valori nominali, materiali, tecniche costruttive, tecniche di montaggio, accessori compresi, ….) allora la fornitura di quella voce non potrà essere effettuata senza rimostranze e contenziosi che possono portare anche al blocco dell'appalto e quindi alla sospensione dei lavori. Oggi queste manchevolezze sono ritenute (e certamente lo sono) gravi dall'attuale legislazione e pertanto tutti i danni che da queste possono derivare

all'Amministrazione sono automaticamente addebitati al Progettista. Si osservi che la descrizione analitica non deve essere talmente univoca da descrivere una sola tipologia di prodotto commerciale perché questo è vietato dalla Legge. In altri termini non si possono indicare nomi commerciali o marchi depositati in modo univoco. Ciò rende certamente difficile il lavoro dei progettisti soprattutto negli impianti termotecnici.

7.10.3 ELENCO DEI PREZZI UNITARI

Num.Ord. TARIFFA	DESCRIZIONE DELL'ARTICOLO	unità di misura	PREZZO UNITARIO
Nr. 36 C.01.036 Punto Comm ut	Fornitura, trasporto ed installazione di punto elettrico di alimentazione potenza, consenso, comando, segnalazione o regolazione, da realizzarsi tramite linea elettrica derivata dal quadro elettrico degli impianti e tutte le apparecchiature in campo degli impianti stessi, o fra quadri elettrici esistenti o di nuova installazione, realizzato con materiali tutti a marchio di qualità IMQ, con tubo installato a vista all'interno di controsoffitto in PVC del tipo rigido, pesante, autoestinguente o similare di sezione adeguata al cavo/i conduttore/i da contenere, realizzate in modo che le linee di potenza siano completamente separate rispetto alle linee di comando, consenso e regolazione a bassa tensione, completo di scatole di derivazione, curve, pezzi speciali, staffaggi, graffette, collari, pressacavi, fascette, manicotti flessibili, guaina flessibile di collegamento finale all'apparecchiatura in campo, passacavi, supporti, guide, morsetti di connessione, completo altresì di cavi conduttori in cordina di rame unipolare, flessibile, isolato in PVC, del tipo N07V-K non propagante la fiamma, in numero e sezione adeguata al tipo di alimentazione e all'assorbimento di ogni singola apparecchiatura, compreso l'eventuale conduttore di protezione, compreso i collegamenti elettrici finali di tutte le apparecchiature e completo altresì di quant'altro necessario per dare l'opera realizzata e funzionante a perfetta regola d'arte, secondo norme CEI e vigenti in materia; - Linee da n° 2 conduttori da 1,5 mmq. per realizzare la commutazione estate/inverno centralizzata dell'impianto (tali linee dipartendosi dal quadro elettrico generale della centrale termofrigorifera dovranno alimentare relè posti uno ogni quadro elettrico di piano/zona). **euro (centouno/43)**	cadauno	101,43
Nr. 37 C.01.037 Punto Consen	idem c.s. ...vigenti in materia; - Linee da n° 2 conduttori da 1,5 mmq. per realizzare il consenso di richiesta avviamento centralizzato dell'impianto (tali linee dipartendosi dal quadro elettrico generale della centrale termofrigorifera dovranno collegare contatti di relè posti uno ogni quadro elettrico di piano/zona). **euro (settantacinque/43)**	cadauno	75,43
Nr. 38 C.01.038 Punto Sicure	idem c.s. ...vigenti in materia; -Linee da n° 2 conduttori da 1,5 mmq. per realizzare il consenso di avviamento e sicurezza per le UTA (tali linee dipartendosi dal quadro elettrico di zona/piano dell'UTA dovranno collegare i contatti di termostati o sonde poste in campo). **euro (settantacinque/43)**	cadauno	75,43
Nr. 39 C.01.039 Punto Potenz	idem c.s. ...vigenti in materia; -Linee da n° 3 conduttori da 1,5 mmq. per realizzare linea potenza per UTA, consenso di avviamento e sicurezza per le UTA (tali linee dipartendosi dal quadro elettrico di zona/piano dell'UTA dovranno collegare i contatti di termostati o sonde poste in campo). **euro (quarantasei/82)**	cadauno	46,82
Nr. 40 C.01.040 Controsoffi	Fornitura, trasporto ed installazione di controsoffitto del tipo ispezionabile da realizzare nelle zone ove installate le nuove UTA avente spessore di circa 520 mm. e dello spessore di circa 800 mm., realizzato con pannelli in fibra minerale da 60x60 cm. o in doghe dello stesso tipo e colore come controsoffitto adiacente, completa di profili di fissaggio, staffaggi e quanto necessario per dare l'opera realizzata a perfetta regola d'arte **euro (trenta/95)**	mq	30,95

Figura 136: Esempio di stampe dell'Elenco dei Prezzi Unitari

Ad esempio il dimensionamento delle macchine viene sempre effettuato scegliendole dai cataloghi commerciali (*binder tecnici*) che i Costruttori mettono a disposizione. Non sempre le caratteristiche delle macchine sono comuni al variare dei costruttori e quindi già l'avere scelto una tipologia di macchina vincola sia il progetto che il prezzo. Ad evitare il rischio dell'illecito penale è sempre bene utilizzare dati quanto più possibili omogenei e anonimi e cercare sempre di effettuare la selezione dei componenti riferendosi al *massimo comun divisore* (quindi alle caratteristiche minime comuni) della caratteristiche commerciali dei vari prodotti e mai al *minimo comune multiplo* (cioè alle caratteristiche avanzate ed uniche) dei prodotti.

7.10.4 COMPUTO METRICO ESTIMATIVO

Num.Ord. TARIFFA	DESIGNAZIONE DEI LAVORI	DIMENSIONI				Quantità	IMPORTI	
		par.ug.	lung.	larg.	H/peso		unitario	TOTALE
	RIPORTO							
	LAVORI A MISURA							
	Sostituzione UTA (Cat 1)							
1 / 1 C.01.001 UTA25	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 1400 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 200 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG25F o similare.							
	Con portata di 1000 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					5,00		
	Con portata di 1400 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					8,00		
	SOMMANO cadauno					13,00	4'595,59	59'742,67
2 / 2 C.01.002 UTA40	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 3000 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 300 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG63F o similare.							
	Con portata di 1800 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					2,00		
	Con portata di 1800 mc/h e prevalenza utile di 300 Pa					2,00		
	SOMMANO cadauno					4,00	5'246,59	20'986,36
3 / 3 C.01.003 UTA 63	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 3000 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 300 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG63F o similare.							
	Con portata di 3000 mc/h e prevalenza utile di 300 Pa					1,00		
	SOMMANO cadauno					1,00	5'454,76	5'454,76
	Parziale Sostituzione UTA (Cat 1) euro							86'183,79

Figura 137: Esempio di stampa di Computo Metrico Estimativo

Num.Ord. TARIFFA	DESIGNAZIONE DEI LAVORI	IMPORTI TOTALE	incid. %
	RIPORTO		
	Riepilogo CATEGORIE		
001	**Sostituzione UTA**		
	Sostituzione delle vecchie UTA con le nuove	86'183,79	46,197
002	**Regolazione**		
	Nuova regolazione elettronica	36'677,85	19,660
003	**Tubazioni**		
	Tubazioni, coibentazioni e fitting per i circuiti acqua	29'078,46	15,587
004	**Canali**		
	Canali e coibentazioni per le reti di distribuzione aria	15'657,39	8,393
005	**Opere murarie**		
	Opere murarie e di ripristino controsoffitti	18'960,84	10,163
	Totale CATEGORIE euro	186'558,33	100,000

Figura 138: Esempio di riepilogo della stampa per Categorie del Computo Metrico Estimativo

7.10.5 QUADRO ECONOMICO

DESIGNAZIONE DEI LAVORI	IMPORTI TOTALE
RIPORTO	
QUADRO ECONOMICO DEI LAVORI	
a) Importo per l'esecuzione delle Lavorazioni (comprensivo dell'importo per l'attuazione dei Piani di Sicurezza)	
A misura euro	186'558,33
A corpo euro	0,00
In economia euro	0,00
Sommano euro	186'558,33
b) Importo per l'attuazione dei Piani di Sicurezza	
A misura euro	9'327,92
A corpo euro	0,00
In economia euro	0,00
Sommano euro	9'327,92
c) Somme a disposizione della stazione appaltante per:	
c1) Lavori in economia, previsti in progetto, ed esclusi dall'appalto euro	0,00
c2) Rilievi accertamenti e indagini euro	0,00
c3) Allacciamenti a pubblici servizi euro	0,00
c4) Imprevisti euro	5'596,75
c5) Acquisizione aree o immobili euro	0,00
c6) Accantonamento di cui all' Art.26 c.4 legge n° 109/94 euro	0,00
c7) Spese tecniche relative a: progettazione, alle necessarie attività preliminari e di supporto, nonché al coordinamento della sicurezza in fase di progettazione, alle conferenze di servizi, alla direzione lavori ed al coordinamento della sicurezza in fase di esecuzione, assistenza giornaliera e contabilità, assicurazione dei dipendenti euro	35'000,00
c8) Spese per Responsabile Unico del Procedimento euro	2'798,37
c9) Eventuali spese per commissioni giudicatrici euro	0,00
c10) Spese per pubblicità e, ove previsto, per opere artistiche euro	0,00
c11) Spese per accertamenti di laboratorio e verifiche tecniche previste dal capitolato speciale d'appalto, collaudo tecnico-amministrativo, collaudo statico ed altri eventuali collaudi specialistici euro	0,00
c12) IVA ed eventuali altre imposte euro	19'028,95
Sommano euro	62'424,07

Figura 139: Stampa del Quadro Economica finale del Progetto

Il Quadro Economico è il capitolo di chiusura del Computo Metrico e può farne parte direttamente o essere predisposto a parte. Si tratta di un capitolo importante degli allegati economici perché indica il reale costo dell'opera in progetto. Oltre ai lavori propriamente detti (detti a *base d'asta*), sia a misura che a corpo, si hanno numerose voci che gravano sul costo complessiva dell'opera quali, ad esempio, gli espropri, le acquisizioni immobiliari, le spese tecniche progettuali, le spese per il Responsabile del Procedimento, le spese per imprevisti, …

In definitiva dal Quadro Economico si desume il costo effettivo dell'opera e su questo elaborato debbono essere predisposte le voci di finanziamento da parte dell'Ente proponente.

Si ricorda che per effetto del D.Lgs 494/96 (*sicurezza nei cantieri*) le spese per la sicurezza dell'opera in progetto debbono essere esplicitate (*vedi sopra il Quadro economico, rigo b*) e non possono essere incluse nel ribasso d'asta. In definitiva non è consentito risparmiare sulla sicurezza ma solo sui lavori veri e propri.

Per una piena comprensione delle voci riportate nel Quadro Economico si rimanda alla Legge 109/94 (detta *Legge Merloni*) e sue modificazioni successivi oltre che al decreto di attuazione DPR 554/99.

Si ricorda che detta Legge è stata recepita, seppure con alcune variazioni non del tutto marginali, dalla Regione Siciliana con la L.R. n. 7 del 2002.

Si invitano gli Allievi a leggere con attenzione questi riferimenti legislativi che costituiscono il nuovo quadro normativo per i lavori pubblici.

7.10.6 LISTA DEI MATERIALI

Num.Ord. TARIFFA	LAVORI E FORNITURE PER L'ESECUZIONE DELL'APPALTO	unità di misura	Quantità	PREZZO UNITARIO (euro)		TOTALE
				in cifre	in lettere	
	RIPORTO					
15 C.01.015 ValSfe-DN2	Fornitura, trasporto ed installazione di valvola di intercettazione del tipo a sfera in ottone cromata, con attacchi filettati, con maniglia a leva o a farfalla, del tipo a passaggio integrale a norma DIN-DVGW, costruita e certificata per il fluido/gas ove inserita, DN 2". In opera con ogni onere e magistero per dare il lavoro a perfetta regola d'arte. SOMMANO...	cadauno	4,00			
16 C.01.016 Giunto1"1/4	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico di compensazione in gomma PN 10 con attacchi filettati per tubazione, corpo in neoprene con rinforzi in acciaio inox e bocchettoni in acciaio zincato, completo di raccordi/bocchettoni di collegamento alle tubazioni, DN 1" 1/4. In opera con ogni onere e magistero per dare il lavoro a perfetta regola d'arte. SOMMANO...	cadauno	28,00			
17 C.01.017 Giunto1"1/2	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico di compensazione in gomma PN 10 con attacchi filettati per tubazione, corpo in neoprene con rinforzi in acciaio inox e bocchettoni in acciaio zincato, completo di raccordi/bocchettoni di collegamento alle tubazioni, DN 1" 1/2. In opera con ogni onere e magistero per dare il lavoro a perfetta regola d'arte. SOMMANO...	cadauno	8,00			
18 C.01.018 Giunto-DN2	Fornitura, trasporto ed installazione di giunto elastico di compensazione in gomma PN 10 con attacchi filettati per tubazione, corpo in neoprene con rinforzi in acciaio inox e bocchettoni in acciaio zincato, completo di raccordi/bocchettoni di collegamento alle tubazioni, DN 2". In opera con ogni onere e magistero per dare il lavoro a perfetta regola d'arte. SOMMANO...	cadauno	4,00			

Figura 140: Esempio di Lista dei Materiali

7.10.7 ELENCO DESCRITTIVO DEI MATERIALI

Num.Ord. TARIFFA	DESCRIZIONE DELL'ARTICOLO	unità di misura	PREZZO UNITARIO
	euro	mq	
Nr. 76 C.01.028 Grig800x400	Fornitura, trasporto ed installazione di griglia per la presa dell'aria all'esterna, realizzata in profilati di alluminio estruso, anodizzato in colore naturale, del tipo con alette orizzontali oblique fisse, inclinate a 45°, aventi passo 25 mm., completa di tegolo rompigocce, rete ondulata di protezione antivolatile in acciaio zincato a maglia quadra, completa di opere necessarie per modifica infisso o parete ove la stessa dovrà essere inserita, completa altresì di telaio per il fissaggio e di quant'altro necessario per dare l'opera realizzata e funzionante a perfetta regola d'arte; Modello TECHNIK M 121 o similare, Dimensioni 800xH400. euro	cadauno	
Nr. 77 C.01.029 Gri1000x500	idem c.s. ...perfetta regola d'arte. Modello TECHNIK M 121 o similare. Dimensioni 1000xH400 euro	cadauno	
Nr. 78 C.01.030 RegGradino	Fornitura, trasporto ed installazione di complesso di regolazione elettronica per l'inserimento a gradini dei tre gruppi frigoriferi esistenti in funzione del carico, composto essenzialmente da: • Una sonda temperatura ad immersione con guaina; • Un programmatore elettronico per l'inserzione in sequenza di gruppi frigoriferi, in funzione della temperatura della mandata, con custodia; Modello tipo CAREL pCO-B o similare. In opera con ogni onere e magistero per dare il lavoro a perfetta regola d'arte. euro	cadauno	
Nr. 79 C.01.031 QuadroElett	Fornitura, trasporto ed installazione di quadro elettrico, del tipo adatto per consentire l'alimentazione, il comando, la sicurezza e il controllo e l'automazione di tutte le apparecchiature elettriche ed elettroniche relative alle nuove UTA installate, costituito essenzialmente da quadro elettrico del tipo con grado di protezione adeguato in funzione al luogo di installazione, realizzato in conformità alle norme EN 60439 (CEI 17-13) con apparecchiature e materiali a marchio di qualità IMQ, delle dimensioni adeguate per il contenimento di tutte le apparecchiature necessarie comprese tutte le apparecchiature di termoregolazione (n° 1 centralina elettronica da circa 10 moduli), completo di tutte le apparecchiature necessarie dimensionate cadauna con riferimento sia al comportamento termico (correnti nominali), sia al comportamento di cortocircuito (poteri di interruzione), circuiti ausiliari alimentati a bassa tensione, completo di interruttori automatici per il sezionamento e la protezione di ogni singola alimentazione, trasformatore di potenza 230/24 V., sezionatori a fusibili, segnalatori luminosi con lampada neon intercambiabile, contattori di potenza, relè termici di protezione motori ed apparecchiature del tipo regolabili con compensazione di temperatura, relè di comando, commutatore a leva a più posizioni, interruttori orari, barra equipotenziale adeguata per il collegamento di messa a terra di tutti i conduttori di protezione delle apparecchiature elettriche alimentate e morsettiera numerata, completo altresì di collegamenti elettrici finali di tutte le apparecchiature dell'impianto, di schema elettrico definitivo e di quant'altro necessario per dare l'opera realizzata e funzionante a perfetta regola d'arte, secondo norme CEI e vigenti in materia. euro	cadauno	

Figura 141: Esempio di Elenco Descrittivo dei Materiali

Per l'Elenco Descrittivo delle voci vale quanto detto per l'Elenco dei Prezzi unitari a proposito della descrizione dettagliata delle caratteristiche tecniche dei materiali.

7.10.8 COMPUTO METRICO

Num.Ord. TARIFFA	DESIGNAZIONE DEI LAVORI	DIMENSIONI				Quantità	IMPORTI	
		par.ug.	lung.	larg.	H/peso		unitario	TOTALE
	RIPORTO							
	LAVORI A MISURA							
	Sostituzione UTA (Cat 1)							
1 / 1 C.01.001 UTA25	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 1400 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 200 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG25F o similare.							
	Con portata di 1000 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					5,00		
	Con portata di 1400 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					8,00		
	SOMMANO cadauno					13,00		
2 / 2 C.01.002 UTA40	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 3000 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 300 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte Modello tipo WOLF KG63F o similare.							
	Con portata di 1800 mc/h e prevalenza utile di 200 Pa					2,00		
	Con portata di 1800 mc/h e prevalenza utile di 300 Pa					2,00		
	SOMMANO cadauno					4,00		
3 / 3 C.01.003 UTA 63	Fornitura, trasporto e installazione di Unità di Trattamento Aria, avente una portata di aria massima di circa 3000 mc/h ad una prevalenza utile residua all'impianto di circa 300 P ... necessario per dare l'apparecchiatura in opera funzionante a perfetta regola d'arte. Modello tipo WOLF KG63F o similare.							
	Con portata di 3000 mc/h e prevalenza utile di 300 Pa					1,00		
	SOMMANO cadauno					1,00		
	Parziale Sostituzione UTA (Cat 1) euro							

Figura 142: Esempio di Computo Metrico non estimativo

Come si può ben osservare nella precedente figura mancano i riferimenti ai prezzi e ai costi parziali. Quest'elaborato può essere utile alle imprese per simulare un computo metrico estimativo con prezzi unitari da loro stesse indicati in sede di appalto.

8. APPLICAZIONI DELLA PSICROMETRIA

La ***Psicrometria***[63], come è già noto dalla *Fisica Tecnica*, si occupa delle trasformazioni termodinamiche dell'*Aria Umida*, cioè della miscela ideale composta da *aria secca* e da *vapore d'acqua*. L'*aria secca* è composta dalla miscela di gas naturali non condensabili[64] presenti nell'aria (O_2, O_3, N_2, CO_2, He, Ne, Ar,…) in percentuali varie: la composizione volumetrica assegna il 78% alla N_2, il 21% allo O_2, l'1% all'Argon e percentuali sensibilmente minori agli altri componenti.

Ai fini delle trasformazioni termodinamiche che ci interessano possiamo dire che l'aria secca si comporta come un gas omogeneo avente peso molecolare pari a 28.9 mentre il vapore acqueo ha peso molecolare pari a 18. Nelle trasformazioni dell'aria umida si avrà sempre una componente che resta immutata, l'aria secca, ed una che varia (il *vapore d'acqua*) in funzione delle condizioni di temperatura e pressione. Inoltre si suppone che i gas incondensabili dell'aria secca non si disciolgano nell'acqua quando è condensata. Per l'aria umida, miscela ideale di due gas ideali, valgono le seguenti leggi della *Termodinamica*:

Legge di Gibbs-Dalton: la pressione parziale di ciascun componente è quella che si ottiene supponendo che il componente occupi da solo, a pari temperatura, l'intero volume. Inoltre la pressione totale della miscela è la somma delle pressioni parziali dei componenti:

$$p_t = p_a + p_v \qquad [184]$$

ove p_a è la pressione parziale dell'aria secca e p_v è la pressione parziale del vapore acqueo.

Legge di Amagat - Leduc: il volume parziale di un componente è quello che occupa supponendo che esso sia, alla stessa temperatura, alla pressione totale della miscela.

Le caratteristiche di una miscela ideale di gas ideali, quale si suppone essere l'aria umida, possono essere determinate conoscendo le caratteristiche termofisiche dei singoli componenti. In particolare se indichiamo con f_i *le frazioni molari definite dalla relazione:*

$$f_i = \frac{n_i}{\sum n_i}$$

con n_i numero di moli del componente *i.esimo*. Ovviamente dovrà essere che la somma delle frazioni molari è pari ad 1. La massa totale della miscela è data da:

$$m = \sum_{i=1}^{N} m_i = \sum_{i=1}^{N} f_i M_i$$

con M_{ii} massa molecolare del componente *i.esimo*.

Per la miscela di gas ideali vale la legge:

$$pv = R_m T$$

con R_m costande della miscela data dal rapporto:

$$R_m = \frac{R^*}{M_m}$$

con R^* costante universale dei gas (8314,3 J/kmol.K)) ed M_m massa molecolare della miscela.

Risulta essere:

$$R_m = \frac{R^*}{m} n = \frac{R^*}{m} \sum_{i=1}^{N} \frac{m_i}{M_i} = \sum_{i=1}^{N} \frac{m_i}{m} R_i$$

---

63 Si riportano qui le nozioni fondamentali di *Psicrometria* già viste in *Fisica Tecnica* per comodità degli Allievi.

64 Nel campo di applicazione della *Climatizzazione* i gas presenti nell'aria secca (O_2, O_3, N_2, CO_2, He, Ne, Ar,…) non sono condensabili e si comportano da gas ideali. Al contrario il *vapore acqueo* (H_2O) si comporta come vapore saturo secondo il noto diagramma di *Andrews*.

con R_i costante di ciascun gas componete della miscela. alo stesso modo si può calcolare il calore specifico a pressione costante della miscela:

$$c_{pm} = \sum_{i=1}^{N} f_i \cdot c_{pi}$$

con c_{pi} calore specifico a pressione costante del singolo componente. Analogamente si ha, per il calore specifico a volume costante della miscela:

$$c_{vm} = \sum_{i=1}^{N} f_i \cdot c_{vi}$$

con c_{vi} calore specifico a volume costante del singolo componente.
La costante di adiabaticità della miscela è ancora data da:

$$k_m = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = \frac{\sum_{i=1}^{N} f_i c_{pi}}{\sum_{i=1}^{N} f_i c_{vi}}$$

8.1 GRANDEZZE PSICROMETRICHE FONDAMENTALI

Si definisce *Umidità specifica associata*, e si indica con x (da non confondere con il *titolo di vapore*) il rapporto fra la massa di vapore d'acqua, m_v, presente nella miscela e la massa di aria secca, m_a,cioè si ha:

$$x = \frac{m_v}{m_a} \qquad [185]$$

Si definisce *Umidità relativa* il rapporto fra la massa di vapore acqueo, m_v, presente in un dato volume di miscela e la massa di vapore che si avrebbe nello stesso volume in condizioni di saturazione:

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} \qquad [186]$$

Avendo supposto il comportamento ideale dei singoli componenti si ha anche:

$$\varphi = \frac{m_v}{m_{vs}} = \frac{p_v}{p_{vs}} \qquad [187]$$

per cui l'*umidità relativa* è anche data dal rapporto fra la pressione di vapore reale e quella di saturazione. Si usa indicare in % l'umidità relativa anziché con valori compresi fra 0 e 1.
La pressione di saturazione si può facilmente calcolare, ad esempio, con la relazione:

$$p_{vs} = e^{23,5771 - \frac{4042,9}{T - 37,58}} \qquad [188]$$

o con altre relazioni simili reperibili in Letteratura.
Si dimostra che esiste una precisa relazione fra *umidità assoluta* e *umidità relativa*; risulta, infatti:

$$x = 0.622 \frac{\varphi p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}} \qquad [189]$$

In condizione di saturazione si ha:

$$x_s = 0.622 \frac{p_{vs}(t)}{p_t - p_{vs}(t)} \qquad [190]$$

Dalla [189] si può ricavare la pressione di saturazione del vapore alla temperatura di rugiada:

$$p_{vs}(t_r) = \frac{p \cdot x}{0.622 + x} \qquad [191]$$

Poiché la pressione di saturazione e la temperatura di rugiada sono fra loro correlate la precedente relazione consente di ricavare la temperatura di rugiada, note *x* e *p*.

Viene chiamato *Grado psicrometrico* il rapporto:

$$\psi = \frac{x(p,t)}{x_s(t)} \qquad [192]$$

E' possibile correlare ψ tramite la [189] e la [190] ottenendo:

$$\psi = \frac{p}{p_s} \frac{p_t - p_s}{p_t - p} \qquad [193]$$

Per pressioni parziali basse (e quindi per temperature dell'aria basse, al di sotto dei 50 °C) la seconda frazione è circa pari ad 1 e quindi, nel campo dell'impiantistica per climatizzazione civile ed industriale, si può scrivere:

$$\psi \cong \varphi \qquad [194]$$

e quindi il *grado igrometrico* è pressoché coincidente con l'*umidità relativa.*

Volume totale dell'Aria Umida

Nell'ipotesi di comportamento ideale si può scrivere, per la Legge di Amagat-Leduc, che il volume della miscela di 1 kg di aria secca e x kg di vapore acqueo è:

$$V = (R_a + xR_v)\frac{T}{p} = \frac{R_a T}{p}(1 + 1.608x)$$

Se si vuole riportare il precedente volume totale a grandezza specifica, cioè riferita ad 1 kg di miscela) allora si ha:

$$v = \frac{V}{1+x} = \frac{R_a + xR_v}{1+x}\frac{T}{p}$$

8.2 DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Per le applicazioni termotecniche risulta di fondamentale importanza conoscere l'entalpia dell'aria umida. Avendo supposto il comportamento ideale dei componenti vale anche l'additività delle entalpie dei singoli componenti e pertanto l'entalpia di una miscela composta di 1 kg di aria secca e di *x* g/kg di vapore è data dalla relazione:

$$h_{1+x} = 1 \cdot h_a + x \cdot h_v \qquad [195]$$

Si preferisce considerare una quantità *1+x* di miscela per comodità di calcolo (come si vedrà nel prosieguo). Valgono le seguenti relazioni (assumendo entalpia nulla a 0 °C):

$$\begin{aligned} h_a &= c_{p_a} \cdot t \\ h_v &= x \cdot (r + c_{p_v} \cdot t) \end{aligned} \qquad [196]$$

e pertanto risulta, dalla (121):

$$h_{1+x} = h_a + xh_v = c_{p_a} \cdot t + x \cdot (r + c_{p_v} \cdot t) \qquad [197]$$

che è l'espressione dell'entalpia dell'aria umida cercata. Con riferimento al S.I. si ha, numericamente:

$$h_{1+x} = h = 1.003 \cdot t + x(2501 + 1.93t) \qquad \text{kJ / kg}_{as} \qquad [198]$$

e si esprime in *kJ/kg*$_{as}$ cioè in *kJ* per *kg* di aria secca, intendendo che x , (*g/kg*), di vapore sono associati nelle condizioni di temperatura e pressione totale della miscela. Risulta utile nelle applicazioni impiantistiche riportare la [257] in forma grafica.

A questo scopo il primo diagramma per l'aria umida, detto anche *psicrometrico*, è stato quello di Mollier riportato in Figura 147. Esso riporta su assi obliqui l'*umidità specifica*, x, e l'*entalpia, h*, secondo le equazioni sopra riportate. Nel diagramma sono anche segnate le curve ad *umidità relativa,* φ *,* costanti, le curve a *volume costante*, v, e le *isoterme, T*. Negli ultimi decenni sta avendo grande successo anche in Europa il diagramma psicrometrico dell'*ASHRAE* riportato in Figura 148.

Si tratta sostanzialmente dello stesso diagramma di Mollier ruotato attorno alla retta a 45° e ribaltato. In questo diagramma (sempre ad assi obliqui) si hanno come assi delle ascisse e delle ordinate apparenti[65] la *temperatura* e l'*umidità specifica*. La curva φ =100% è la *curva di saturazione* che delimita la zona di esistenza dell'aria umida (all'interno del diagramma) da quella detta delle *nebbie*[66] che non ha interesse impiantistico. Il diagramma *psicrometrico* è un vero e proprio diagramma di stato dell'aria umida: bastano due qualsiasi valori delle variabili (T, x, v, φ) per individuare un punto di esistenza dell'aria umida e da questo si possono conoscere le altre variabili. Ad esempio se si individua il punto avente t=30°C e φ=50% si trovano in corrispondenza anche le altre variabili: v = 0.817 m³/kg, h=15 kcal/kg=63 kJ/kg e x=15 g/kg$_{as}$. Le trasformazioni che si possono eseguire sull'aria umida trovano facile rappresentazione nei due diagrammi psicrometrici e se ne danno qui una breve descrizione.

8.2.1 COSTRUZIONE DEL DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Il diagramma psicrometrici è costruito in modo tale da avere l'isoterna $t=0$ orizzontale, come schematicamente illustrato in Figura 147. Dall'espressione del'entalpia dell'aria umida:

$$h_{1+x} = h_a + xh_v = c_{p_a} \cdot t + x \cdot \left(r + c_{p_v} \cdot t\right)$$

deriva direttamente la costruzione della generica isoterma come somma di tre segmenti aventi come dimensioni, a partire da una data ascissa x, rispettivamente:

$$r\,x$$

$$c_{pa}\,t$$

$$c_{pv}\,t\,x$$

In Figura 144 si ha la schematizzazione per la costuzione di un punto giacente sulla generica isoterma t. Si osserva, inoltre, che le isoterme generiche incontrano l'isoterma $t=0$ in un punto avente coordinate date dalla soluzione del sistema di equazioni:

$$\begin{cases} h = c_{pa}t + x\left(r + c_{pv}t\right) \\ t = 0 \end{cases}$$

ovvero nel punto avente coordinate:

$$x' = -\frac{c_{pa}}{c_{pv}} \quad ; \quad h' = -r\frac{c_{pa}}{c_{pv}}$$

Questo punto non ha significato per l'aria umida poiché non ha senso una umidità specifica negativa. Esso rappresenta il centro di un fascio di rette (le isoterme), come indicato in Figura 145.

---

[65] La disposizione del diagramma e la scelta opportuna dell'angolo fra gli assi obliqui porta ad avere le isoterme apparentemente verticali e quindi ad immaginare l'asse delle ascisse come quello delle temperature. L'asse delle ordinate è quello dell'umidità specifica, x. Le isoentalpiche (asse delle ascisse vero) sono rette oblique riportate nel diagramma come dipartentesi da un asse obliquo quotato con i valori dell'entalpia dell'aria umida.

[66] La *nebbia* è uno stato metastabile nel quale dell'acqua in sospensione risulta miscelata ad aria umida satura. L'interesse pratico di questo stato (come pure l'*aria nevosa*) è tipico della Meteorologia più che dell'impiantistica.

L'essere il centro di proiezione molto lontano dall'origine degli assi porta ad avere le isoterme sensibilmente orizzontali nell'intervallo di temperature da -10 °C a 50 °C.

Ciò porta a quotare l'asse delle ordinate (asse delle entalpie totali) come asse ***fittizio*** delle temperature. Allo stesso modo si proietta l'asse delle *x* sulla retta che rappresenta l'isoterma *t=0* ottenendo un asse ***fittizio*** dell'umidità specifica.

Ne consegue che spesso il diagramma psicrometrici di Mollier appare (ma non lo è) come un diagramma ad assi rettangolari *(t,x)* anziché ad assi obliqui (*h,x*)., come si può osservare dalla stessa Figura 147. Nel piano qui considerato si tracciano anche le curve ad umidità relativa costante e quelle a volume costante, mediante la relazione che lega il volume specifico ad *x*:

$$pv = \left(R_a + xR_v\right)T$$

da cui si trae:

$$x = \frac{pv}{R_v T} - \frac{R_a}{R_v}$$

Da questa relazione si ricava las eguente:

$$t = \frac{p_t v_a}{R_a\left(1+1,608x\right)} - 273,15 \qquad [199]$$

Per tracciare le isocore basta inserire il volume specifico desiderato dell'aria, v_a, e far variare *x* in modo da tracciare la retta desiderata.

La curva di saturazione, ϕ=100%, si calcola calcolando la pressione di saturazione in corrispondenza di ciascuna isoterma mediante la relazione:

$$p_{vs} = e^{23,5771 - \frac{4042,9}{T-37,58}}$$

e calcolando la x_s mediante la:

$$x_s = 0.622\frac{p_{vs}(t)}{p_t - p_{vs}(t)}$$

Allo stesso modo si traccia la generica curva ad umidità relativa costante, ϕ, mediante la relazione:

$$x_s = 0,622\frac{\varphi p_{vs}}{p_t - \varphi p_{vs}}$$

e calcolando la temperatura corrispondente per ciascuna *x*, ad esempio con la [199].

In definitiva il diagramma psicrometrici rappresenta un vero e proprio diagramma di stato dell'aria umida in quanto, a data pressione totale, in esso si individuano, per un punto assegnato, le variabili *x ,h, t, v, φ*. Negli ultimi decenni sta avendo grande successo anche in Europa il diagramma psicrometrico ASHRAE. Si tratta sostanzialmente dello stesso diagramma di *Mollier* ruotato attorno alla retta a 45° e ribaltato. In questo diagramma (sempre ad assi obliqui) si hanno come assi delle ascisse e delle ordinate apparenti[67] la *temperatura* e l'*umidità specifica*. La curva φ =100% è la *curva di saturazione* che delimita la zona di esistenza dell'aria umida (all'interno del diagramma) da quella detta delle *nebbie*[68] che non ha interesse impiantistico. Il diagramma *psicrometrico* è un vero e proprio diagramma di stato dell'aria umida: bastano due qualsiasi valori delle variabili (*T, x, v, φ*) per individuare un punto di esistenza

[67] La disposizione del diagramma e la scelta opportuna dell'angolo fra gli assi obliqui porta ad avere le isoterme apparentemente verticali e quindi ad immaginare l'asse delle ascisse come quello delle temperature. L'asse delle ordinate è quello dell'umidità specifica, *x*. Le isoentalpiche (asse delle ascisse vero) sono rette oblique riportate nel diagramma come dipartentesi da un asse obliquo quotato con i valori dell'entalpia dell'aria umida.

[68] La *nebbia* è uno stato metastabile nel quale dell'acqua in sospensione risulta miscelata ad aria umida satura. L'interesse pratico di questo stato (come pure l'*aria nevosa*) è tipico della *Meteorologia* più che dell'impiantistica.

dell'aria umida e da questo si possono conoscere le altre variabili. Ad esempio se si individua il punto avente t=30°C e φ=50% si trovano in corrispondenza anche le altre variabili: v= 0.817 m³/kg, h=15 kcal/kg=63 kJ/kg e x=15 g/kg$_{as}$. Le trasformazioni che si possono eseguire sull'aria umida trovano facile rappresentazione nei due diagrammi psicrometrici e se ne danno qui una breve descrizione.

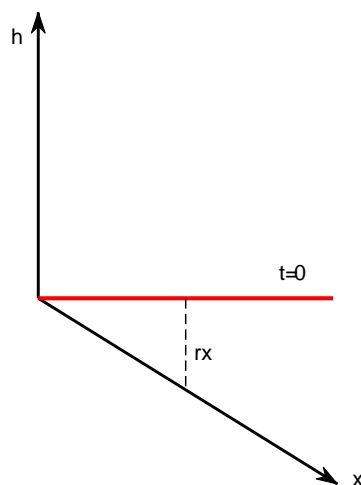



Figura 143: Tracciamento dell'isoterma t=0 nel piano di Mollier

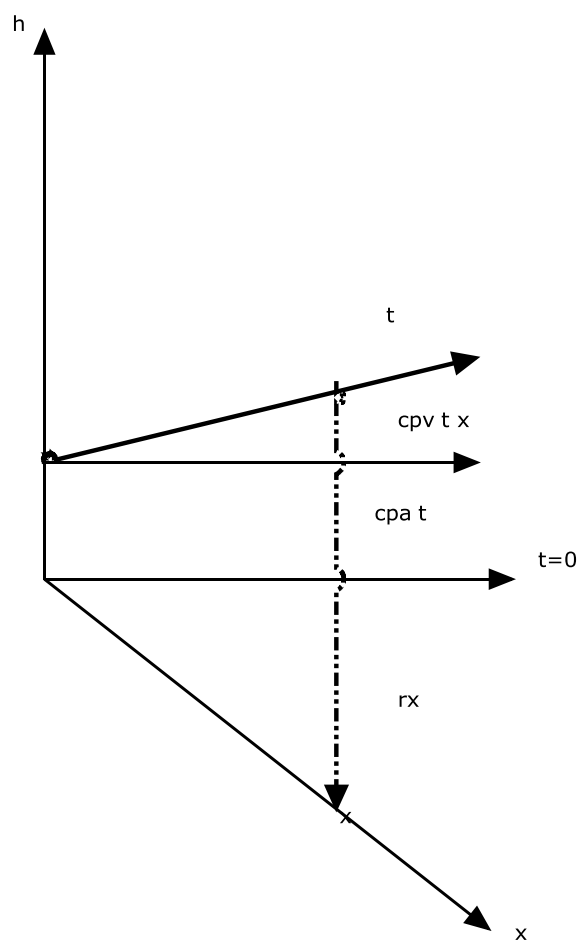



Figura 144: Costruzione della generica isoterma

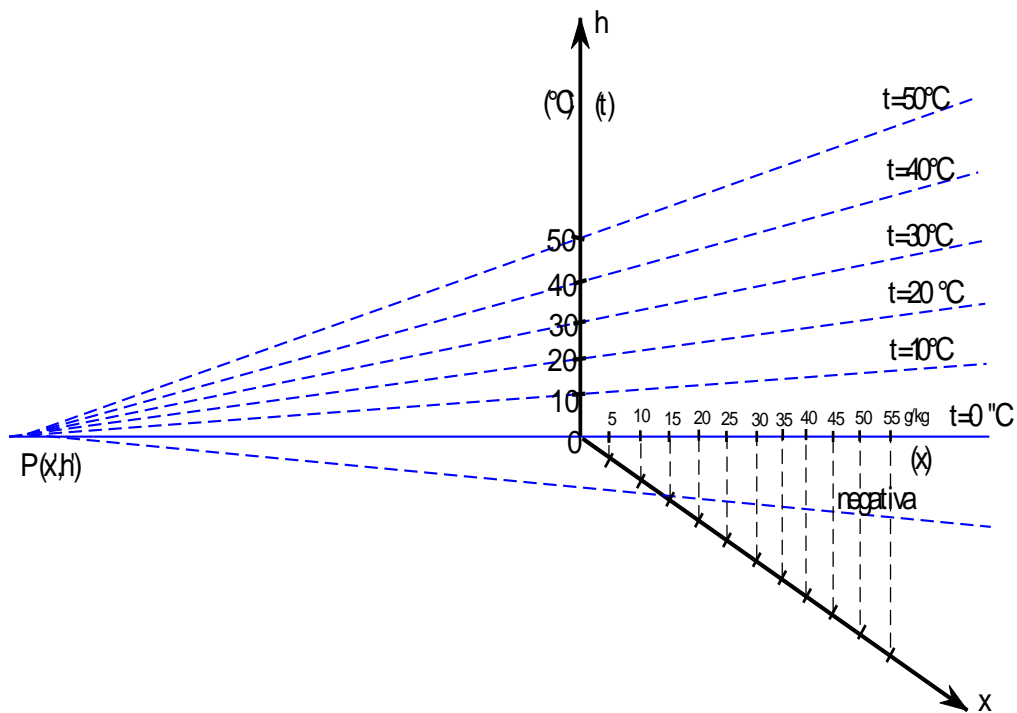



Figura 145: Costruzione delle isoterme nel piano di Mollier

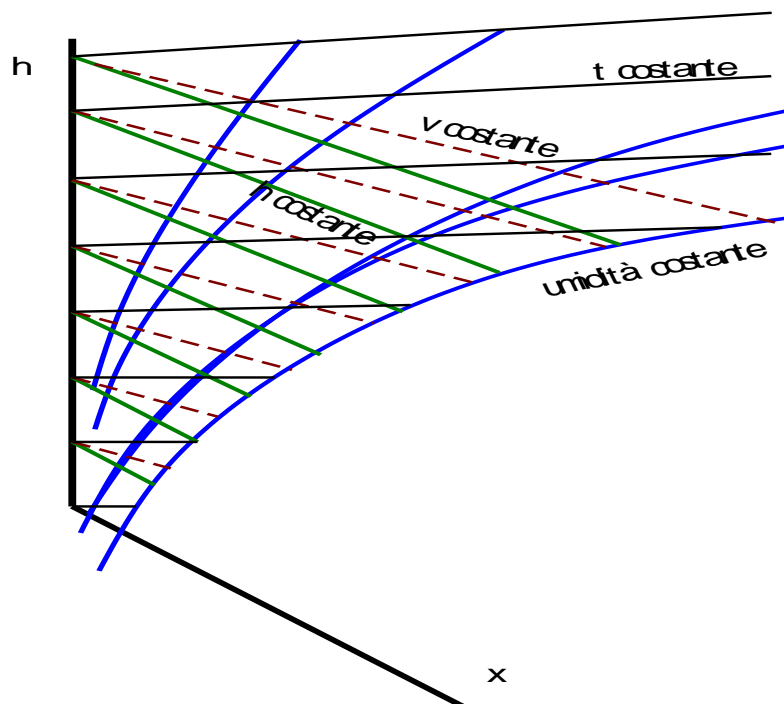



Figura 146: Diagramma psicrometrici di Mollier - Schematizzazione

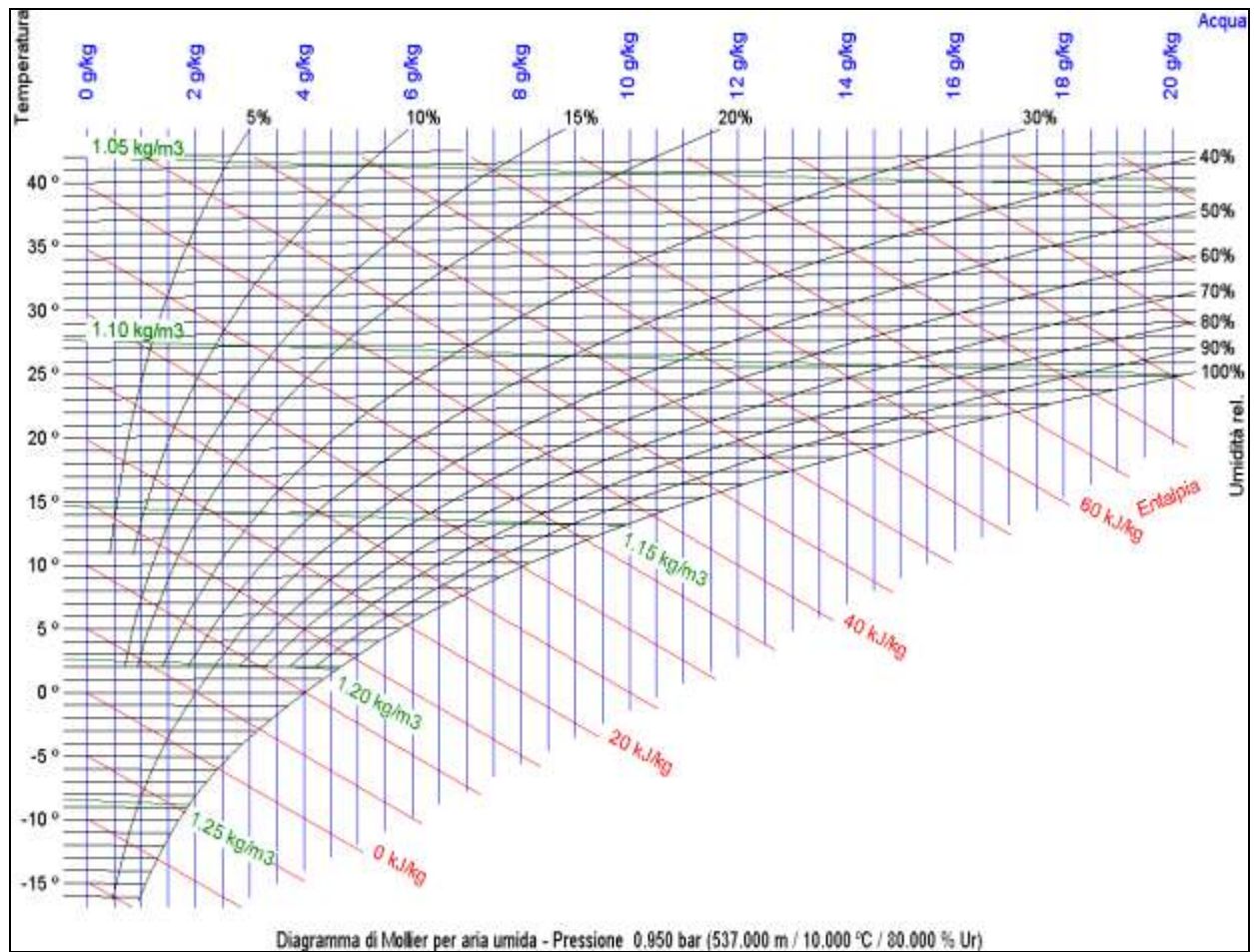



Figura 147: Diagramma psicrometrico di Mollier

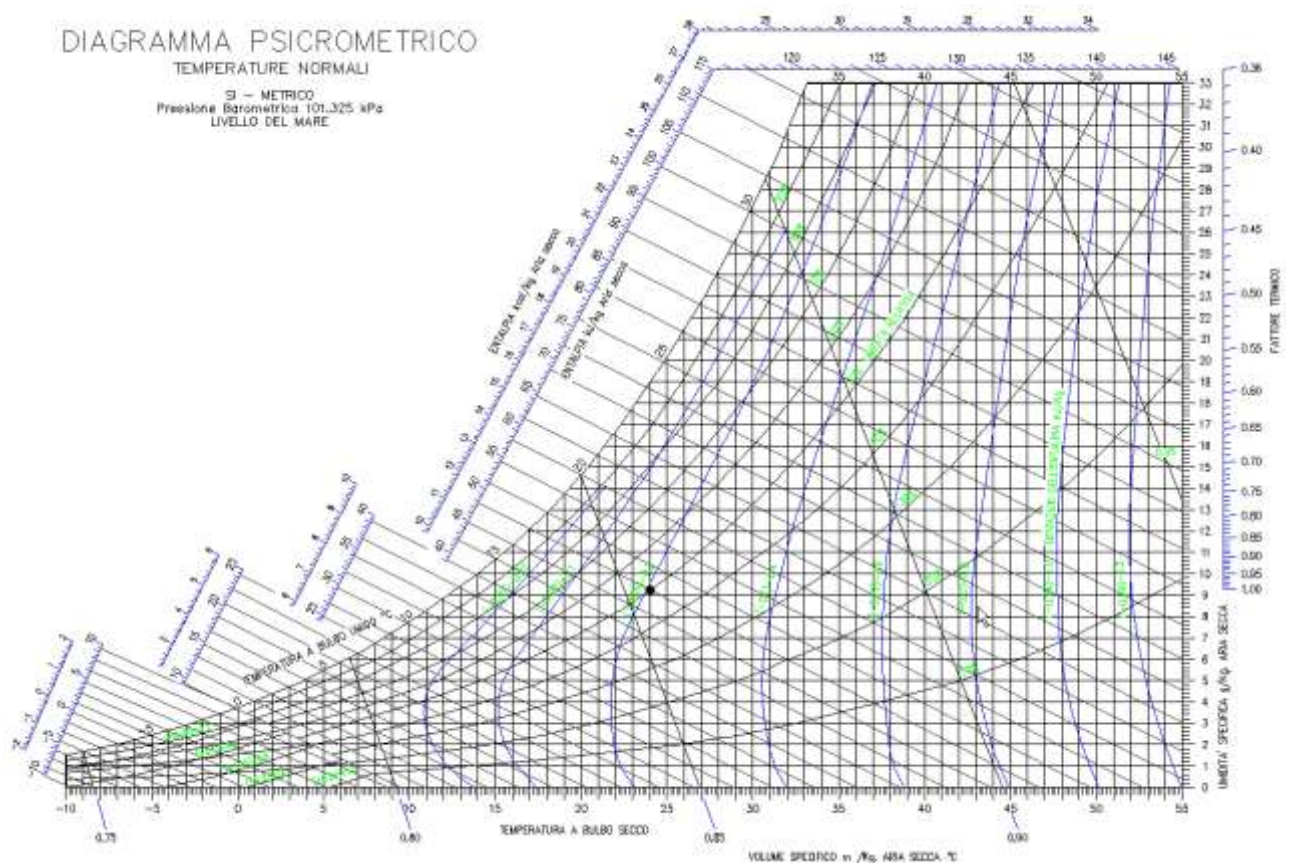



Figura 148: Diagramma psicrometrico ASHRAE

Temperatura bulbo umido [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura bulbo umido [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura bulbo umido [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura bulbo umido [°C]	Entalpia [kJ/kg]
-60	-60,334	-20	-18,545	18	51,008	58	414,850
-59	-59,326	-19	-17,380	19	54,216	59	437,185
-58	-58,317	-18	-16,201	20	57,555	60	460,863
-57	-57,308	-17	-15,006	21	61,035	61	486,036
-56	-56,298	-16	-13,793	22	64,660	62	512,798
-55	-55,288	-15	-12,582	23	68,440	63	541,266
-54	-54,278	-14	-11,311	24	72,385	64	571,615
-53	-53,267	-13	-10,039	25	76,500	65	603,995
-52	-52,255	-12	-8,742	26	80,798	66	638,571
-51	-51,243	-11	-7,421	27	85,285	67	675,566
-50	-50,230	-10	-6,072	-28	89,976	68	715,196
-49	-49,216	-9	-4,693	29	94,878	69	757,742
-48	-48,202	-8	-3,283	30	100,006	70	803,448
-47	-47,186	-7	-1,838	31	105,369	71	852,706
-46	-46,170	-6	-0,357	32	110,979	72	905,842
-45	-45,151	-5	1,164	33	116,857	73	963,323
-44	-44,132	-4	2,728	34	123,011	74	1025,603
-43	-43,111	-3	4,336	35	129,455	75	1093,375
-42	-42,088	-2	5,995	36	136,209	76	1167,172
-41	-41,063	-1	7,706	37	143,290	77	1247,881
-40	-40,037	0	9,473	38	150,713	78	1336,483
-39	-39,007			39	158,504	79	1433,918
-38	-37,976			40	166,683	80	1541,781
-37	-36,942	1	11,203	41	175,265	81	1661,552
-36	-35,905	2	12,982	42	184,275	82	1795,148
-35	-34,864	3	14,811	43	193,749	83	1945,158
-34	-33,820	4	16,696	44	203,699	84	2114,603
-33	-32,772	5	18,639	45	214,164	85	2307,436
-32	-31,718	6	20,644	46	225,179	86	2528,677
-31	-30,661	7	22,713	47	236,759	87	2784,660
-30	-29,597	8	24,852	48	248,955	88	3084,551
-29	-28,529	9	27,064	49	261,803	89	3429,925
-28	-27,454	10	29,352	50	275,345	90	3867,599
-27	-26,372	11	31,724	51	389,624		
-26	-25,282	12	34,179	52	304,682		
-25	-24,184	13	36,726	53	320,596		
-24	-23,078	14	39,370	54	337,388		
-23	-21,961	15	42,113	55	355,137		
-22	-20,834	16	44,963	56	373,922		
-21	-19,695	17	47,926	57	383,798		

Tabella 64: Valori dell'entalpia dell'aria umida

8.3 MISCELA DI DUE CORRENTI D'ARIA

Se supponiamo di avere due canali coibentati che trasportano ciascuno due flussi d'aria avente condizioni termoigrometriche indicate dai punti 1 e 2, rispettivamente.

$$\text{Corrente 1:} \quad (m_1, \varphi_1, t_1, x_1)$$

$$\text{Corrente 2:} \quad (m_2, \varphi_2, t_2, x_2)$$

Allora la miscelazione (supposta per semplicità adiabatica, cioè in assenza di scambio di calore con l'esterno) porta a scrivere tre equazioni di bilancio: una per la massa di aria secca, una per l'entalpia e una per la massa specifica di vapore acqueo. Si hanno, quindi, le equazioni:

$$m_1 + m_2 = m_0$$

$$m_1 x_1 + m_2 x_2 = m_0 x_0$$

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_0 h_0$$

Da queste è immediato ricavare:

$$x_0 = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2} \qquad [200]$$

$$h_0 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \qquad [201]$$

E ancora, in analogia:

$$t_0 = \frac{m_1 t_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2} \qquad [202]$$

Quindi le condizione di miscelazione si calcolano facendo la media baricentrica delle grandezze desiderate pesate secondo le portate di aria secca. La rappresentazione di questa trasformazione è data in Figura 149 nei due tipi di diagrammi psicrometrici.

8.4 RISCALDAMENTO DI UN FLUSSO DI ARIA UMIDA

Se si riscalda una quantità di aria umida l'umidità associata x rimane costante e la trasformazione è una retta ad x = *costante* a temperatura crescente passante per il punto rappresentativo delle condizioni iniziali, come raffigurato in Figura 150. In termini di bilancio energetico si può scrivere:

$$m_1 h_1 + Q = m_2 h_2 \qquad [203]$$

dalla quale si ricava, tenendo conto della [345]:

$$Q = m(h_2 - h_1) = m\, c_{p_a}(t_2 - t_1) + c_{p_v}(t_2 - t_1) \; = m\left(c_{p_a} + c_{p_v}\right)(t_2 - t_1) \qquad [204]$$

8.5 RAFFREDDAMENTO DI UN FLUSSO D'ARIA

L'operazione di raffreddamento di una corrente d'aria è un po' più complessa poiché inizialmente si ha una retta ad x = *costante* e temperatura decrescente ma questa non può decrescere oltre la curva di saturazione φ=100% e pertanto, raggiunto questo limite (detto *punto di rugiada*) si ha contemporaneamente una diminuzione della temperatura e dell'umidità specifica.

In pratica, al di là del punto di rugiada l'aria libera sotto forma di condensa parte dell'umidità presente inizialmente. E' quello che avviene, ad esempio, nella batterie delle UTA che richiedono sempre uno scarico della condensa prodotta dal vapore acqueo dell'aria.

Nella Figura 151 si ha la rappresentazione schematica, per entrambi i due tipi di diagrammi psicrometrici, della trasformazione qui esaminata.

La temperatura di rugiada si calcola si calcola tenendo presente che dalla [190] si ricava:

$$p_v = \frac{x \cdot p_t}{x + 0,622}$$

e sostituendo il valore di p_i nella relazione (derivata dalla [188]):

$$T = 37,58 - \frac{4042,9}{\ln p_v - 23,5771}$$

con grandezze tutte riferite al S.I.

La quantità di condensa si può facilmente calcolare dalla relazione di bilancio:

$$m_{acqua} = m(x_2 - x_3) \qquad [205]$$

Il bilancio energetico vale, supposto di essere in regime stazionario:

$$m_1 h_1 - Q_{13} - m_{acqua} h_{acqua} = m h_3$$

ovvero anche, per la [345]:

$$Q_{13} = m\,(h_1 - h_3) - (x_3 - x_1) h_{acqua} \qquad [206]$$

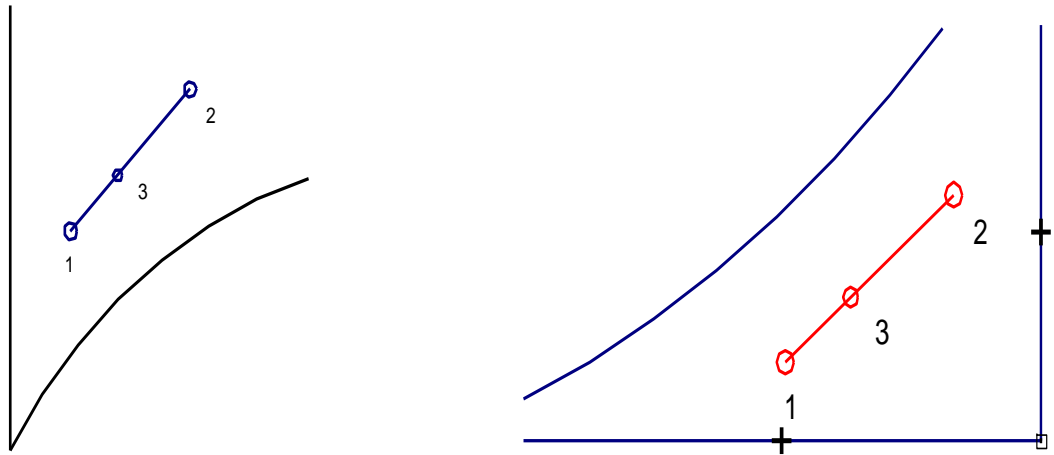



Figura 149: Rappresentazione della miscelazione adiabatica di due correnti d'aria umida

Se nella precedente equazione trascuriamo l'entalpia dell'acqua di condensa, h_{acqua}, allora si può semplificare la relazione nella forma:

$$Q_{13} = m(h_1 - h_3) \qquad [207]$$

Il raffreddamento dell'aria umida è importante sia per le applicazioni impiantistiche climatologiche sia per la piena comprensione del diagramma di Glaser, di cui si parlerà ampiamente nel prosieguo, per la formazione della condensa nelle pareti.

Infatti se raffreddiamo le pareti per effetto degli scambi termici fra interno ed esterno il vapore acqueo che si trova all'interno dei materiali (isolanti, materiali porosi, superfici a contatto con l'aria) si mantiene sotto forma di vapore fin quando si trova al di sopra del *punto di rugiada*.

Se la temperatura scende al di sotto si libera condensa che si deposita sulla superficie esterna della parete o all'interno dell'isolante o del materiale poroso. La condensa rievapora non appena l'umidità relativa sale al di sopra della φ =100% ma i materiali che sono stati bagnati possono deteriorarsi facilmente.

8.6 SATURAZIONE ADIABATICA CON ACQUA FREDDA

Una trasformazione di grande importanza nella climatizzazione (soprattutto estiva) degli ambienti è quella di saturazione adiabatica dell'aria umida.

Essa consiste nello spruzzare sull'aria umida (in controcorrente per migliorare lo scambio) dell'acqua fredda finemente suddivisa (ad esempio con un diffusore a doccia) in modo da far raggiungere all'aria le condizioni di saturazione (φ =100%).

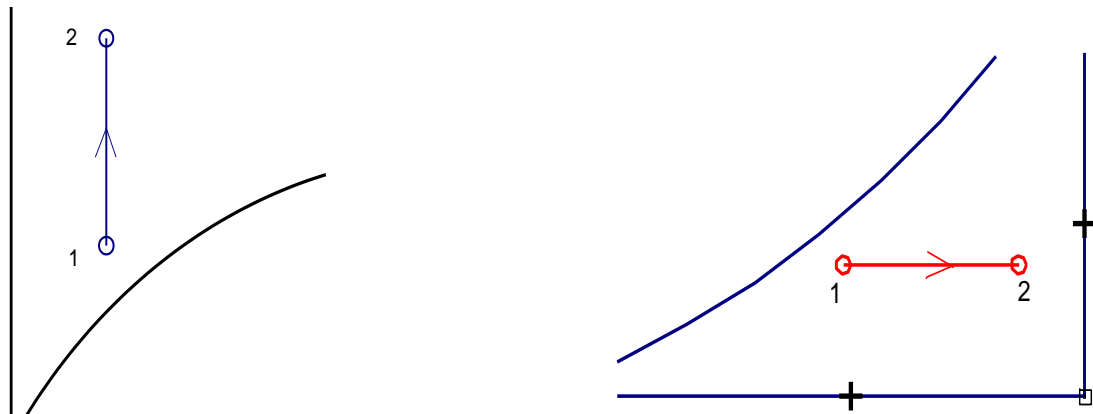



Figura 150: Rappresentazione del riscaldamento dell'aria umida.

Avviene, infatti, che l'acqua finemente suddivisa (e quindi con grande superficie di scambio termico) evapora passando nella fase di vapore acqueo.

L'aria umida di partenza può assorbire una quantità di vapore sufficiente a farle raggiungere le condizioni di saturazione oltre le quali non accetta più vapore. In queste condizioni (aria saturata) l'acqua spruzzata non ha più alcun effetto e viene totalmente rigettata.

In Figura 152 si ha la rappresentazione schematica per i due tipi di diagrammi psicrometrici della saturazione adiabatica. Analiticamente la *saturazione adiabatica* (si trascurano gli scambi con l'esterno) si studia impostando le equazioni di bilancio dell'entalpia e dell'umidità specifica della corrente d'aria umida prima e dopo l'operazione di lavaggio con acqua fredda ottenendo le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} & m_1 = m_2 \\ & m_1 \frac{x_1}{1000} + m_w = m_2 \frac{x_2}{1000} \\ & m_1 h_1 + m_w h_w = m_2 h_2 \end{aligned} \qquad [208]$$

ove si è tenuto presente, come si può osservare dai diagrammi psicrometrici di Figura 147 e Figura 148, che le quantità di umidità specifica associata ad *1 kg* di aria secca sono molto piccole (pochi g/kg_{as} o qualche decina di g/kg_{as}) e pertanto per riportiamo le x in *kg* occorre dividerle per 1000.

Si ha il simbolismo della Figura 153 e si è indicata con h_w l'entalpia dell'acqua introdotta con portata m_w (*kg/s*). Si osservi che nelle [208] la portata di aria secca non varia ma varia solo l'umidità specifica per effetto dell'acqua spruzzata. E' questo il motivo fondamentale per cui le grandezze psicrometriche sono sempre riferite al *kg* di aria secca. Con semplici passaggi si ottiene:

$$R = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{h_w}{1000} = \frac{m_w c_{p_w}}{1000} \qquad [209]$$

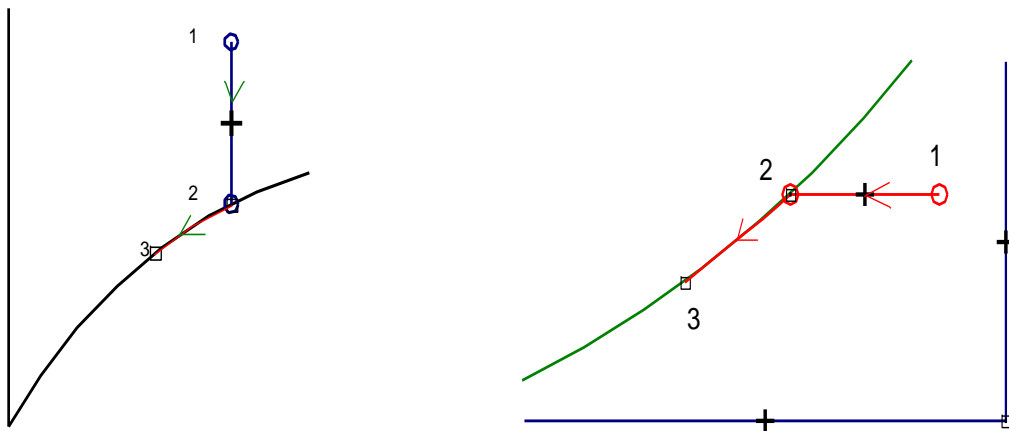



Figura 151: Rappresentazione del raffreddamento di un flusso di aria umida

Questa relazione ci dice che il rapporto direttivo R (si ricordi che i diagrammi psicrometri sono in assi obliqui *h, x*) della retta luogo dei punti della trasformazione considerata è pari all'entalpia dell'acqua che spruzziamo. Ora l'ultimo membro esprime un rapporto molto piccolo tanto che si considera praticamente pari a zero e pertanto il rapporto direttivo della retta è nullo. Ciò significa che essa è parallela all'asse delle x ovvero che la trasformazione qui considerata è, con buona approssimazione (tanto più vera quanto minore è la temperatura dell'acqua spruzzata) una *isoentalpica*, come visibile in Figura 152. Se si osserva bene l'andamento delle linee di trasformazione che passano dal punto 1 (iniziale) al punto 2 (finale, saturo) si deduce che la saturazione adiabatica oltre a far aumentare l'umidità[69] specifica (sino alla condizione di saturazione) fa anche scendere la temperatura dell'aria in entrata nel saturatore.

---

[69] Nella pratica non tutta l'aria riesce a saturarsi poiché le goccioline non hanno un contatto esteso con tutta la massa dell'aria che attraversa gli ugelli. Ne consegue che il punto finale, 2, è sempre leggermente al di sopra del punto

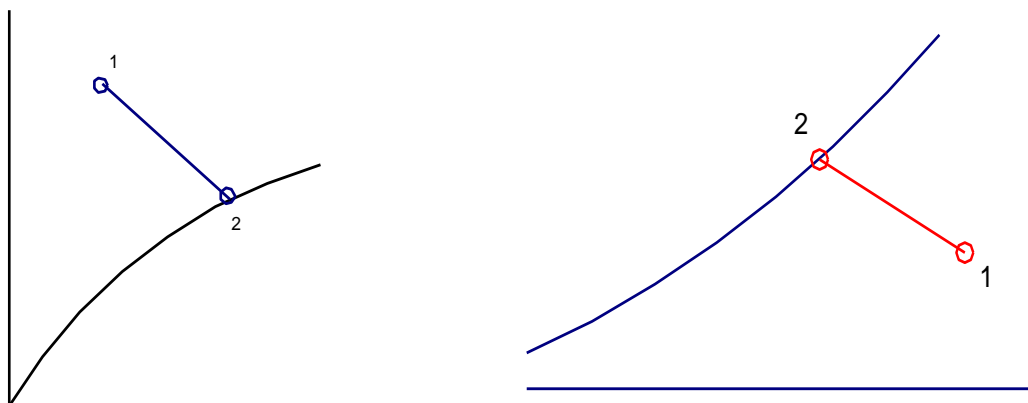



Figura 152: Rappresentazione della saturazione adiabatica dell'aria umida

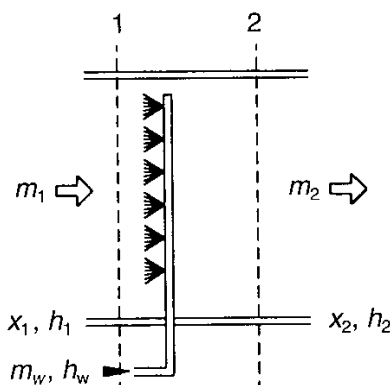



Figura 153: Schematizzazione del saturatore adiabatico ad acqua fredda

Pertanto si può anche pensare di utilizzare questo sistema (invero semplice ed economico) per far diminuire la temperatura dell'aria. E' proprio quello che gli arabi hanno fatto per secoli*: mediante un uso sapiente e raffinato dell'acqua delle fontane essi saturavano l'aria che veniva mandata all'interno degli edifici medianti canali in muratura e ciò contribuiva (e contribuisce tuttora) a mantenerli accettabilmente freschi*.

Un'antica usanza meridionale per difendersi dal vento caldo di scirocco è quella di porre nei battenti delle porte e delle finestre pezze di lana bagnate: l'aria di infiltrazione (originariamente calda) che attraversa i battenti si arricchisce di vapore proveniente dai panni bagnati e, inumidendosi, si porta a temperatura inferiore a quella esterna. Allo stesso modo l'antico uso di serbatoi in argilla per custodire l'acqua si giustifica con una saturazione adiabatica dell'aria circostante ottenuta avvolgendo il serbatoio con un panno di lana (*più poroso del normale panno di cotone*) imbevuto con acqua: questa evaporando nell'aria circostante (se l'umidità relativa è inferiore al 100%) assorbe calore latente di vaporizzazione dal contenuto del serbatoio e quindi raffresca, seppur moderatamente, l'acqua contenuta all'interno. Quanto detto spiega anche la sensazione di fresco che si ha in campagna o vicino ai giardini: la traspirazione di vapore dalle foglie assorbe calore latente dall'ambiente contribuendo a renderlo più fresco delle zone circostanti e lontane dagli alberi.

La *temperatura di saturazione adiabatica*, t_b, è, per quanto sopra detto, la temperatura raggiunta da una quantità di aria umida quando, con un processo adiabatico verso l'esterno, viene portata a saturazione mediante evaporazione di una certa quantità di acqua che si trovi alla temperatura t_b. nell'ipotesi di processo adiabatico si può scrivere:

$$h_b = h + \left(x_b - x\right) h_{ls} \qquad [210]$$

rappresentato nella Figura 152. In ogni caso si ha sempre un incremento sensibile dell'umidità specifica e un decremento della temperatura dell'aria.

ove h e x sono l'entalpia e l'umidità specifica della miscela prima del trattamento e h_b e x_b sono le analoghe grandezze dopo la saturazione adiabatica, h_l è l'entalpia dell'acqua evaporata a temperatura t_b.

Poiché l'aria nelle condizioni finali si hanno le condizioni di saturazione allora queste sono solo funzioni della temperatura t_b e lo stesso si può dire per l'entalpia del liquido h_l. Ne segue che t_b è solo funzione di h e x e quindi è una *funzione di stato*. Tenendo presente le espressioni delle grandezze interessate, la [210] fornisce:

$$x = \frac{1.006\left(t_b - t_a\right) + x_b\left(2501 - 2.364 t_b\right)}{2501 + 1.83 t_a - 4.194 t_b} \qquad [211]$$

8.7 MISURA DELL'UMIDITÀ RELATIVA

Si può dimostrare, utilizzando le equazioni della diffusione e la legge di Fick, che la temperatura di saturazione adiabatica coincide (con grande approssimazione) con la temperatura dell'aria in moto turbolento attorno ad un bulbo bagnato di un termometro sul quale si faccia evaporare l'acqua. Questa temperatura viene detta ***a bulbo umido***. Per contro la temperatura misurata mediante un termometro con bulbo senza garza bagnata viene detta ***temperatura a bulbo secco***. Se si considera nella [210] (x_b-x) trascurabile rispetto ad h allora si può dire che $h_b \approx h$ e quindi t_b è la temperatura dell'aria satura alla stessa entalpia dello stato in esame.

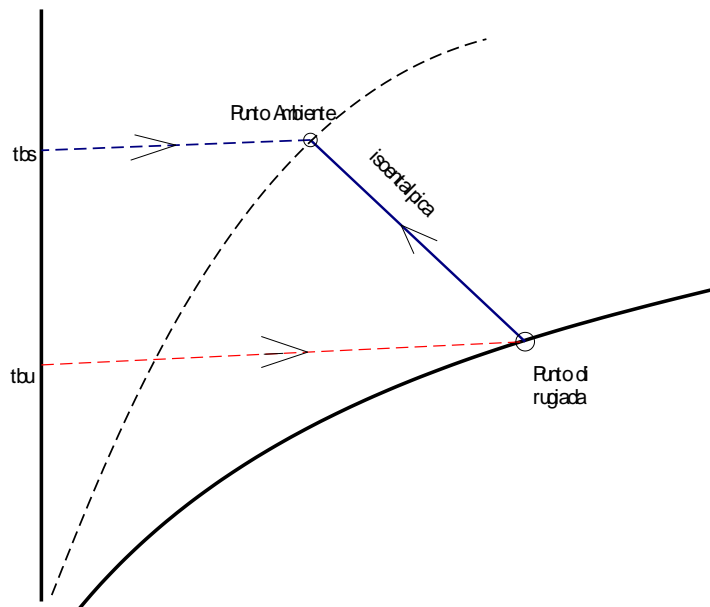



Figura 154: Determinazione del punto ambiente mediante uno psicrometro

La procedura di calcolo è schematizzata in Figura 154 mentre lo schema dello psicrometro a ventolina è in Figura 155.

Per la misura dell'umidità specifica si utilizza un particolare strumento detto *psicrometro* costituito da due termometri al mercurio posti all'interno di due canne cromate. Uno dei termometri viene ricoperto da una garza di cotone mentre l'altro resta con bulbo libero.

Bagnata la garza di cotone con dell'acqua, si procede a farla evaporare mediante una ventolina che è posta in rotazione da una molla precaricata. Dopo alcuni minuti di rotazione della ventola e quindi di evaporazione dell'acqua, il termometro con *bulbo bagnato* si porta in equilibrio con l'aria satura (adiabaticamente, poiché non vi sono scambi con l'esterno per via della protezione delle canne cromate) segnando la *temperatura a bulbo umido* mentre l'altro termometro segna la *temperatura a bulbo asciutto*.

Nelle ipotesi sopra dette di (x_b-x) trascurabile si può allora pensare di utilizzare il diagramma psicrometrico e di individuare il punto ambiente dall'intersezione della retta di saturazione adiabatica (circa isoentalpica passante per il punto di rugiada) e la isoterma a bulbo secco.

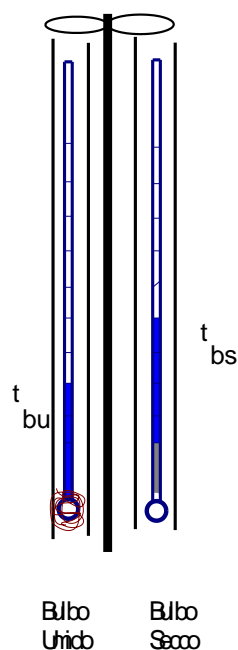



Figura 155: Psicrometro a ventolina

8.8 CONTROLLO DELL'UMIDITÀ NEGLI EDIFICI

L'umidità dell'aria rappresenta un grosso problema per gli edifici perché può dar luogo alla formazione della condensa che danneggia sia le murature che le apparecchiature. Inoltre la condensa facilita la formazione delle muffe e rende poco gradevoli le condizioni di benessere interno degli ambienti. La maggior parte dei materiali da costruzioni presenta una grande affinità con le molecole dell'acqua. Questa di norma si deposita sulla superficie delle pareti formando film di liquido.

Per capillarità questo liquido può penetrare all'interno oppure può esservi penetrazione di vapore che, per differenza di pressione parziale fra fluidi separati dalla parete, attraverso i pori del materiale. Oltre agli effetti dannosi che l'umidità può avere sulle pareti (produzione di muffe, deterioramento qualitativo ed estetico, …) la penetrazione del vapore d'acqua produce notevoli effetti sulla conducibilità termica delle pareti e sulla trasmittanza totale. Oltre alla conduzione si hanno anche fenomeni di convezione del vapore attraverso i pori e quindi la trasmittanza totale aumenta.

Il fenomeno più visibile e pericoloso della penetrazione di vapore e di film liquido nei materiali da costruzione è la *condensazione* che si verifica quando (vedi nel prosieguo) la temperatura superficiale della parete scende al di sotto del punto di rugiada dell'aria nelle condizioni di temperatura e pressione in cui si essa si trova. Ciò consiglia di aumentare la temperatura superficiale ad esempio utilizzando un adeguato isolamento termico o mediante il riscaldamento con un flusso di aria calda o deumidificando l'ambiente (ad esempio nei musei).

Quanto detto spiega la tolleranza di ± 2 °C data dall'attuale L. 10/91 sul limite di 20 °C della temperatura interna degli ambienti. Più che consentire un maggior confort ambientale questa tolleranza serve a ridurre la pericolosità della formazione della condensa nelle zone termiche dove la temperatura esterna scendo sotto lo 0 °C. In qualche caso si può avere una leggere produzione di condensa che si lascia evaporare nei mesi più caldi.

Si osservi che la condensazione esterna alle pareti è visibile e quindi indicatrice di una situazione di pericolo che può essere sanata come sopra indicato. La condensazione interna alle pareti, che porta alla migrazione di vapore da zone calde a zone fredde ove la temperatura scende al di sotto del corrispondente punto di rugiada, spesso non è visibile e quindi può agire indisturbata nella produzione del danno. La condensazione nascosta si può ridurre ed eliminare evitando la formazione di condensa superficiale che alimenta la migrazione interna del vapore. Pertanto i metodi consigliati sono:

- Sistemazione di una *barriera a vapore* nella zona a temperatura maggiore della parete. La *barriera a vapore* è costituita da uno strato di materiale impermeabile che oppone uno sbarramento alla migrazione del vapore verso gli strati interni.
- Ventilazione dei locali con aria esterna avente minore umidità specifica dell'aria interna. Ciò è conveniente per particolari locali quali cucine, bagni, piscine, …, cioè là dove si produce all'interno molto vapore sia attraverso macchinari che per affollamento (si ricordi che l'uomo in condizioni di riposo produce circa 30 g/h di vapore).
- Formazioni di intercapedine interne aerate nella pareti più soggette alla condensa. Questo metodo si utilizza spesso nelle cantine, nei pavimenti aerati, nelle pareti addossate ai muri (*bocca da lupo*),….

8.8.1 PERMEABILITÀ AL VAPORE

La relazione [212] lega l'*umidità specifica* con la pressione di vapore acqueo:

$$x = 0.622\frac{p_v}{p_t - p_v} \qquad [212]$$

Da essa si ricava:

$$p_v = \frac{p_t}{1+\dfrac{0.622}{x}} \qquad [213]$$

da cui si osserva, in modo esplicito, che un aumento dell'*umidità specifica* x comporta anche un incremento della *pressione parziale* p_v del vapore. D'altra parte si ha anche:

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{m_v}{m - m_v} = \frac{\rho_v}{\rho - \rho_v} \cong \frac{\rho_v}{\rho}$$

e quindi l'*umidità specifica* ($x = \rho_v/\rho$) risulta circa eguale (per i campi di applicazione della climatizzazione nell'edilizia) alla frazione di massa del vapore. Se varia ρ_v varia anche x e quindi si hanno tensioni diffusive fra zone a diversa concentrazione che, per la legge di Fick, in ipotesi ideali, genera un flusso di vapore d'acqua lungo la direzione z dato da:

$$j_{vz} = \frac{g_v}{S} = -D_v\frac{M_v}{R_o T}\frac{\partial p_v}{\partial z} = -\frac{D_v}{R_v T}\frac{\partial p_v}{\partial z}$$

ove si è indicata con $R_v=R_0/M$ la costante del vapore d'acqua ed inoltre è:

j_v flusso di vapore nella direzione z, (kg/m^2s);

$\partial p_v/\partial z$ il gradiente di pressione parziale del vapore nella direzione z, (Pa/m);

D_v la diffusività molecolare del vapor d'acqua, (m^2/s); calcolabile con la relazione: $D_v = \dfrac{2.306}{p_t}\left(\dfrac{T}{273}\right)^{1.61}$ con p_t pressione barometrica totale.

g_v la portata di vapore che attraversa la superficie S, (kg/s);

S l'area di passaggio, (m^2);

M_v la massa molecolare dell'acqua;

T la temperatura dell'aria, (K);

R_v la costante di gas perfetto del vapore, ($Nm(kgK$);

R_0 la costante universale dei gas perfetti, (*Nm(kgK)*;

p_v la pressione parziale del vapore, (*Pa*).

Fra due punti 1 e 2 distanti *s* in aria e con $p_{v1}>p_{v2}$ si ha un flusso di vapore:

$$j_v = \frac{p_{v1}-p_{v2}}{r_{da}} \quad con \quad r_{da}=\frac{s}{\delta_a} \quad , \quad \delta_a=\frac{D_v}{R_v T}$$

La grandezza δ_a prende il nome di permeabilità dell'aria al vapore (*kg/m.s.Pa*) .

8.8.2 VERIFICA DELLA PORTATA MINIMA DI RINNOVO DELL'ARIA

L'ASHRAE ha predisposto procedure di calcolo più sofisticate e tuttora in fase di valutazione in sede internazionale.

Le norme tecniche nazionali forniscono gli algoritmi di calcolo per la portata di ventilazione che, oltre ad essere necessaria per il ricambio fisiologico, rende meno probabile la formazione della condensa. In assenza del valore *n* consigliato dalle *Norme UNI* ed *ASHRAE* si può porre *n* pari al maggiore fra *a* e *b* dati dalle relazioni:

$$a = 0.5 - 0.08 Log\frac{V}{25} \qquad [214]$$
$$b = (n_p \cdot n^*)$$

ove:

n_p è il numero di persone presenti nell'ambiente;

n^* numero di ricambi orari per persona, in funzione del tipo di utenza, variabile fra 15÷75 (m^3/h) a persona;

V volume dell'ambiente, (m^3).

La portata di ventilazione per infiltrazione è data dalla norma *UNI-10344* ed è pari a:

$$G_{\inf} = \frac{P_0 \cdot V + 0.25V}{3600} \qquad [215]$$

ove si ha:

G_{ing} portata di infiltrazione, (m^3/s);

V Volume dell'ambiente, (m^3);

P_0 permeabilità all'aria dell'involucro edilizio dato dalla relazione:

$$P_0 = \frac{\Delta p}{V}\left[\sum_{i=1}^{q}(mA)_i + \sum_{j=1}^{r}(vL)_j\right] \qquad [216]$$

con :

Δp differenza di pressione tra interno ed esterno dell'ambiente, (*Pa*);

q numero dei serramenti;

r numero dei cassonetti;

m coefficiente di permeabilità dei serramenti, ($m^3/h.m^2$) e risulta $m=2.5$ per serramenti singoli di classe A1 (vedi norma *UNI 7979*), $m=1.7$ per serramenti doppi di classe A1 (*UNI-7979*), $m=5$ per porte;

v coefficiente di permeabilità dei cassonetti, (*m³/h.m²*) e risulta *m =1.5* (*UNI-7979*);

A area delle finestre e delle porte, (*m²*);

L larghezza dei cassonetti, (*m*).

La differenza di pressione tra l'interno e l'esterno risulta pari a:

$$\Delta p = \sqrt{\left(a_1 h^{b_1}\right)^2 + \left(a_2 h^{b_2}\right)^2} \qquad [217]$$

con *h* altezza dell'edificio (*m*). La differenza di pressione è funzione dell'ubicazione dell'edificio (centro, periferia, campagna) e della temperatura media esterna. Il coefficiente a_1 dipende dalla velocità del vento e dall'ubicazione dell'edificio, a_2 dipende dalla temperatura media esterna e dalla permeabilità della facciata, il coefficiente b_1 dipende dall'ubicazione e b_2 dalla permeabilità della facciata. Per velocità del vento normali, comprese fra $2\div5$ *m/s* si hanno i valori indicati nella seguente tabella

Zona	a_1	B_1
Centro	0.05	0.91
Periferia	0.09	0.69
Campagna	0.21	0.42

Tabella 65: Coefficienti correttivi per zona

E ancora si possono assegnare i seguenti valori: $a_2=0.02$ e $b_2=0.69$ per una permeabilità media della facciata dell'edificio e temperatura media esterna compresa fra 7÷10 °C.

Se la portata di infiltrazione G_{inf} non risulta superiore a quella convenzionale desunta tramite la tabella 10 allora occorre installare un impianto di ventilazione forzata per l'aria mancante in modo tale da fornire all'ambiente la portata necessaria.

8.8.3 VERIFICA DELLA FORMAZIONE DELLA CONDENSA SUPERFICIALE

All'interno degli edifici si ha sempre una produzione di vapore che si aggiunge alla quantità presente nell'aria umida nelle condizioni termoigrometriche in cui si trova. Tali sorgenti possono essere, ad esempio, le stesse persone che producono mediamente circa 30 *g/h* di vapore in condizioni di attività normale.

Ad esse si aggiungono dispositivi quali le cucine, ferri da stiro, vaporizzatori, sterilizzatori, …, con produzioni di vapore non sempre continue nell'arco della giornata. In uno stabilimento industriale si hanno, invece, cicli produttivi continui che portano ad avere portate di vapore prodotte internamente costanti nell'arco delle ore di lavoro.

Per quanto detto in precedenza la produzione di vapore interna e la quantità già presente nell'aria esterna che si infiltra all'interno degli ambienti fanno variare l'*umidità specifica x* e quindi anche p_v.. Nasce, quindi, un gradiente di pressione parziale di vapore (e di concentrazione) fra gli ambienti interno ed esterno che genera un flusso j_v dato da:

$$j_v = \frac{p_{vi} - p_{ve}}{r_{dm}} \qquad [218]$$

con r_{dm} *resistenza alla diffusione* del materiale di separazione fra i due ambienti (interno ed esterno), e p_{vi} e p_{ve} *pressioni parziali di vapore interna ed esterna,* secondo il simbolismo già descritto. Il campo di pressione di vapore è allora dato dalla relazione:

$$p_v = p_{vi} - \frac{r_d \left(p_{vi} - p_{ve}\right)}{r_{dm}} \qquad [219]$$

con r_d resistenza alla diffusione fra lo strato interno e lo strato di calcolo. Per la determinazione di r_{dm} si introduce un nuovo parametro detto *fattore di resistenza relativo alla diffusione del vapore* dato dal rapporto:

$$\mu_{ra} = \frac{r_{dm}}{r_{da}} \qquad [220]$$

ove r_{da} è la resistenza alla diffusione del vapore dell'aria e quindi μ_{ra} è relativo all'aria.. Per quanto detto in precedenza si ha anche:

$$r_{dm} = \frac{s}{\delta_m} = \mu_{ra}\frac{s}{\frac{D_v}{R_v T}} \quad \text{da cui si ha} \quad \delta_m = \frac{D_v}{R_v T \mu_{ra}}$$

ove δ_m è permeabilità al vapore del materiale della parete e $D_v = \frac{2.306}{p_t}\left(\frac{T}{273}\right)^{1.61}$. Nel caso di pareti multistrato si ha, parafrasando la connessione in serie di resistenze elettriche:

$$R_{tv} = \sum_{i=1}^{n} r_{dm,i} = \sum_{i=1}^{n} \frac{s_i}{\delta_{m,i}} \qquad [221]$$

con l'ovvio simbolismo:

s_i spessore dello strato *i-mo*, (*m*);

$\delta_{m,i}$ *permeabilità* al vapore dell'*i-mo* strato di materiale della parete, (*kg/m.s.Pa*).

L'inverso della *permeabilità* è detta *permeanza* e risulta:

$$\pi = \frac{1}{R_{tv}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{s_i}{\delta_{m,i}}}$$

Quando la temperatura scende al di sotto del *punto di rugiada* in qualsiasi punto di una parete ove sia presente aria umida allora il vapore acqueo condensa e si ha la formazione di colonie fungine.

Occorre verificare, pertanto, che la temperatura superficiale interna delle pareti non scenda al di sotto del *punto di rugiada.* Esistono vari metodi; qui si accenna al metodo *CEN-TC89-WG10N372E*[70].

Questa norma suggerisce procedure di calcolo per il controllo della possibilità di formazione di condensa per effetto dell'umidità dell'aria nelle superfici interne dell'involucro edilizio e nelle superfici interstiziali.

La procedura richiede il calcolo di alcuni parametri che qui si richiamano.

La temperatura superficiale della parete interna, t_{si}.

In regime stazionario il flusso termico fra l'aria esterna e l'aria interna, attraverso una parete, deve eguagliare quello fra la superficie interna della parete e la stessa aria interna dell'ambiente, cioè:

$$U(t_i - t_e) = h_i(t_i - t_{si})$$

da cui si ricava:

$$t_{si} = t_i - \frac{U}{h_i}(t_i - t_e) \qquad [222]$$

ove vale il seguente simbolismo:

t_i temperatura media dell'aria interna, posta pari a 18 °C per tener conto dell'intermittenza dell'impianto, (*°C*);

[70] Le norme *CEN* sono di provenienza della *Commissione Europea* e hanno valore cogente. Questa citata ha per oggetto: "*Buildings Components and Buildings Elements, Calculations of surface Temperature to avoid critical surface humidity and calculation of interstitial condensation*". Quanto prima verrà emessa la norma *UNI-CEN* corrispondente in italiano.

t_e temperatura media mensile dell'aria esterna, desunta dalle tabelle sui dati climatici della norma *UNI-10349*, (°*C*);

U trasmittanza della parete opaca, (W/m^2K);

h_i coefficiente di adduzione interno, (W/m^2K).

Qualora non si disponga di dati medi mensili allora si può utilizzare la temperatura esterna di progetto. Si osservi come al crescere di U diminuisce t_{si} e quindi è sempre opportuno isolare le pareti.

Inoltre è anche opportuno aumentare la temperatura interna t_i e questo spiega perché la L. 10/91 e il *DPR 412/93* consentono una tolleranza di ± 2 °C rispetto al valore imposto di 20 °C.

Per evitare la condensa, come più volte detto, occorre che la temperatura t_{si} risulti sempre superiore a quella di rugiada nelle condizioni di temperatura media e pressione all'interno dell'ambiente.

Le norme *CEN* prescrivono anzi che sulle pareti interne non si debba avere più dell'80% di umidità relativa per maggior sicurezza.

La pressione di saturazione in corrispondenza alla temperatura t_{si}.

In condizioni di saturazione la variabilità termodinamica del vapore è pari ad uno e pertanto la pressione di saturazione è funzione solamente della temperatura (legge di *Clapeyron*):

$$p_{si} = f(t_{si})$$

Ad esempio si può utilizzare, a quella già vista in precedenza, la relazione, suggerita dall'*ASHRAE*:

$$p_{si} = e^{\left[65.81 - \frac{7066.27}{(t_{si}+273.15)} - 5.976\ln(t_{si}+273.15)\right]} \qquad [223]$$

Può essere utilizzata anche una relazione più semplice ma egualmente precisa:

$$p_s(t) = 611.85 \cdot e^{\left(\frac{17.502t}{240.9+t}\right)}$$

Pressione di vapore massima interna

Questo parametro viene fissato pari a:

$$p_{vi} = 0.7 p_{si}$$

e ciò al fine di avere un'umidità relativa pari al 70% sulle superfici interne dell'involucro edilizio nelle condizioni medie mensili.

Questo valore dovrebbe consentire un certo margine di sicurezza per evitare la formazione di condensa.

Numero di ricambi orari dell'aria di ventilazione

Il numero di ricambi orari d'aria per controllare la formazione della condensa è funzione della produzione di vapore all'interno degli ambienti (persone, macchinari, …) e, per un bilancio di massa dell'ambiente considerato, può essere calcolato tramite la relazione:

$$(p_{vi} - p_{ve})nV = G_i R_v (t_i + 273.15) \qquad [224]$$

ove vale il simbolismo:

R_v costante del gas per il vapore acqueo, ($R=462\ J/kgK$);

n numero di ricambi orari, ($1/h$);

V Volume ambiente, (m^3);

G_i produzione media di vapore all'interno dell'ambiente, (kg/h);

p_{ve} pressione di vapore media mensile dell'aria esterna (vedi *UNI-10349* relativa ai dati climatici), (*Pa*);

Se non si dispone di dati climatici si può utilizzare la temperatura esterna di progetto e porre:

$$p_{ve} = 0.9 \cdot p_{se}(t_e)$$

La portata G_i si determina mediante la seguente Tabella 66 in funzione del numero di persone presenti, n_p. Per affollamento superiore alle sei persone si aggiungono 0.05 *kg/h* di produzione di vapore.

Dalla [224] si ricava il *numero di ricambi d'aria di ventilazione* che bilanciano la produzione di vapore interna (e quindi il valore minimo di ricambi orari per evitare il rischio di condensazione superficiale):

$$n = \frac{462\left(t_i + 273.15\right)\cdot G_i}{\left(p_{vi} - p_{ve}\right)\cdot V} \qquad [225]$$

n_p	$\mathbf{G_i}$ (kg/h)
1	0.25
2	0.38
3	0.42
4	0.50
5	0.57
6	0.63

Tabella 66: Portata di ventilazione

8.8.4 VERIFICA DELLA CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE DELLE PARETI ESTERNE

Il fenomeno della condensazione può verificarsi anche all'interno delle pareti perimetrali e ciò può provocare efflorescenze e decadimento delle qualità dei materiali interni delle pareti (ad esempio degli isolanti termici). Il controllo della temperatura nei punti interni delle pareti dipende sia dalle proprietà termofisiche dei materiali utilizzati che dalle condizioni termoigrometriche interne ed esterne dell'ambiente. La verifica delle condizioni di condensazione interstiziale è prevista dal DPR 412/93 ed è quindi un calcolo obbligatorio da eseguire per tutti gli edifici.

In genere tutti i materiali utilizzati nelle costruzioni hanno quantità di acqua nella loro massa (umidità residua dei materiali) e tale quantità varia con le condizioni termoigrometriche nelle quali essi si trovano.

Non è, pertanto, necessario imporre che la condensa interna dei materiali sia nulla ma è sufficiente imporre che essa, W_c, sia pari al contenuto massimo di acqua previsto per il dato materiale, W_{amm}, e in ogni sempre inferiore alla quantità di acqua vaporizzabile durante la stagione estiva, W_e. E' questo il criterio guida per la verifica termoigrometrica delle pareti.

Deve essere, quindi:

$$W_c + W_e \le 0 \qquad [226]$$
$$W_c \le W_{amm}$$

Di norma il calcolo si svolge per i mesi invernali previsti nel periodo di riscaldamento.

I valori della W_{amm} sono riportati nella seguente tabella.

Spesso si effettua un calcolo semplificato per il periodo invernale assumendo t_i = 20 °C, t_e pari alla temperatura di progetto, p_{vi}=1638 *Pa* (valore corrispondente a φ =70% per motivi di sicurezza), p_{ve}=0.9 $p_s(t_e)$, durata del periodo convenzionale *d=60 giorni*.

Materiale	**Massa Volumica (kg/m³)**	**W_{amm} (g/m²)**
Laterizio	600 ÷ 2000	$\le 30\ \rho\ s$
Calcestruzzo	400 ÷ 2400	$\le 30\ \rho\ s$
Legnami	500 ÷ 800	$\le 30\ \rho\ s$

Intonaci e malte	600 ÷ 2000	$\le 30\,\rho\, s$
Fibre organiche resistenti all'acqua	300 ÷ 700	$\le 20\,\rho\, s$
Fibre organiche non resistenti all'acqua	300 ÷ 700	$\le 5\,\rho\, s$
Fibra minerale	10 ÷ 150	≤ 0.005 ρ s[λ /(1-1.7λ)]
Materia plastica cellulare	10 ÷ 80	≤ 0.005 ρ s[λ /(1-1.7λ)]

Tabella 67: Caratteristiche igrometriche dei materiali

8.8.5 LA VERIFICA DI GLASER

Per la verifica della diffusione del vapore attraverso le pareti si utilizza il metodo di *Glaser*. Esso si basa su alcune ipotesi semplificative, e in particolare:

- Il regime si suppone *stazionario*;
- Il modello è *monodimensionale*;

Si suppone che il vapore sia trasportato solamente per diffusione.

La quantità di vapore acqueo attraverso la parete, g_v (*kg./(m².s*), in assenza di condensazione, è data dalla relazione:

$$g_v = \frac{-\Delta p_v}{\Delta z} = \frac{p'_{vi} - p'_{ve}}{z_T} \qquad [227]$$

con il simbolismo:

z_T resistenza alla diffusione dello strato di materiale j-mo, (*m/s*), data da: $z_T = \sum_j s_j / \delta_i$;

s_i spessore dello strato j-mo, (*m*);

δ_t permeabilità al vapore dello strato j-mo, (*kg/(m.Pa.s*);

p'_{vi} pressione parziale del vapore, (*Pa*), sulla superficie interna della struttura;

p'_{ve} pressione parziale del vapore, (*Pa*), sulla superficie esterna della struttura;

Di solito si trascurano le resistenze al trasporto convettivo del vapore in corrispondenza delle interfacce pareti interne e/o esterne e l'aria e pertanto si pongono p'_{vi} e p'_{ve} pari alle pressioni parziali del vapore all'interno e all'esterno dell'ambiente.

Se non si ha formazione di condensa risulta g_v = *costante* e allora l'andamento della pressione di vapore in corrispondenza dei vari strati è funzione lineare della resistenza z_T.

In Figura 156 si ha l'andamento della pressione parziale di vapore in funzione della resistenza z_T della struttura.

Se la pressione parziale del vapore, p_v,, supera la pressione di saturazione, p_s, alla temperatura corrispondente allora si ha la formazione della condensa e quindi si dovrà ridurre la portata di vapore g_v della quantità di condensa formatasi.

Il calcolo della pressione di saturazione all'interno della parete dipende dalla temperatura dell'interfaccia fra gli strati:

$$\Delta t_j = R_j \frac{t_i - t_e}{R_T} \qquad [228]$$

ove si ha:

R_j resistenza termica dello strato j-mo, (*m²K/W*);

R_T resistenza termica totale della parete, (*m²K/W*);

ΔT_j differenza di temperatura per lo strato j-mo, (*K*).

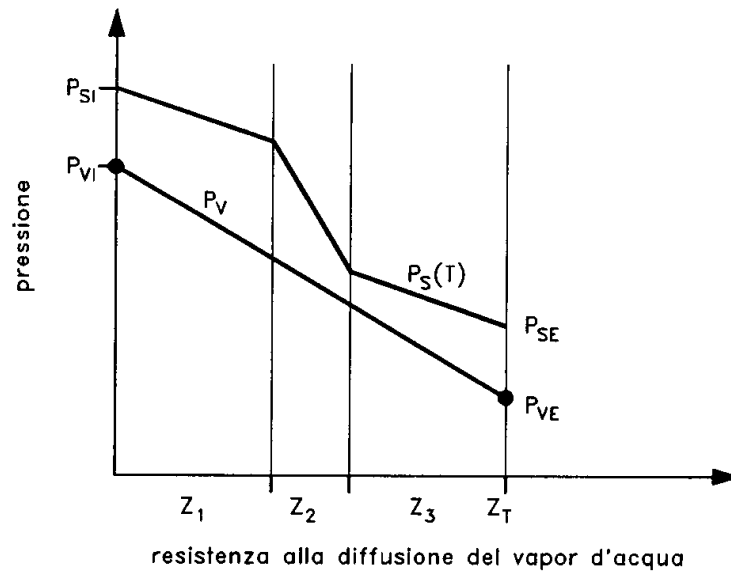



Figura 156: Diagramma di Glaser per le pressioni parziali di vapore

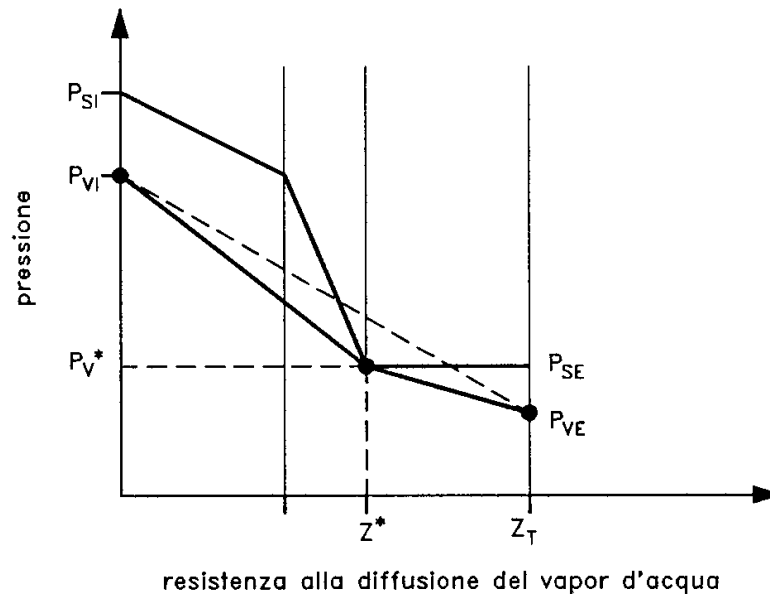



Figura 157: Diagramma di Glaser per il caso di formazione di condensa

Nota ΔT_j si calcola $p_s(t)$ (sia da tabelle o mediante relazioni analitiche tipo la (140) e quindi si traccia l'andamento della pressione di saturazione in funzione delle resistenze alla diffusione del vapore d'acqua:

$$z_j = \frac{s_j}{\delta_j} \qquad [229]$$

I casi possibili sono:

- La retta congiungente p_{vi} e p_{ve} non interseca la curva $p_s(t)$ e pertanto non si ha condensa all'interno della struttura, $W_c=0$.
- La retta congiungente p_{vi} e p_{ve} interseca la curva $p_s(t)$ e pertanto si ha condensa all'interno della parete in quantità data dalla relazione:

$$W_c = 8.64 \cdot 10^4 \cdot d \cdot \left(\frac{p_{vi} - p_v *}{z *} - \frac{p_v * - p_{ve}}{z_T - z *} \right) \quad , \ (\mathrm{kg/m^2}) \qquad [230]$$

· ove p^*_v e z^* indicano i valori di intersezione fra la retta delle pressioni di saturazione delle pressioni parziali di vapore raccordata tangenzialmente. Un esempio di questo secondo caso è rappresentato in Figura 157.

Nel caso di formazione di condensa occorre verificare che le [226] siano verificate e cioè che la quantità di condensa sia inferiore a quella ammissibile per il materiale dello strato ove avviene l'intersezione delle rette o che questa eguagli la quantità evaporabile durante il periodo estivo.

Se le [226] non risultano verificate occorre intervenire sulla stratigrafia della parete fino a quando si trova una configurazione con verifica positiva. Si può, ad esempio, se possibile, porre verso l'esterno i materiali con maggiore resistenza termica (in modo da innalzare la temperatura superficiale) e sul lato interno i materiali con maggiore resistenza alla trasmissione del vapore, cercando anche di evitare l'utilizzo della *barriera al vapore*[71]. La normativa richiede che la verifica di *Glaser* sia effettuata mese per mese ma la verifica per il mese più freddo o nelle condizioni di progetto può essere sufficiente.

Data la complessità dei calcoli è opportuno utilizzare codici di calcolo automatizzati che, fra l'altro, consentono di avere anche una rappresentazione grafica dell'andamento delle pressioni di vapore. I dati per i vari materiali utilizzati nelle costruzioni sono reperibili nei manuali specializzati.

8.8.6 PROGRAMMI ELETTRONICI PER LA VERIFICA GLASER

Quasi tutti i programmi di calcolo per la verifica della L. 10/91 hanno un modulo di calcolo per la verifica *Glaser*, come sopra indicato. Ad esempio per la parete indicata in Figura 158 con stratigrafia indicata in Tabella 68 si ha l'andamento di Figura 159 per la verifica *Glaser*.

ns	coMat	descrizione strati	s	l	R	ts	Ps	Perm.	Rv	Pv
	LIM 1	Strato liminare della superficie verticale interna			0.123	18.73	2.161			1.169
1	INT 7	Intonaco di calce e gesso	0,01	0,7	0.014	18.58	2.142	18,75	0.533	1.153
2	MUR 13	Blocchi in laterizio forato 8/30 per controparete interna	0,08		0.230	16.21	1.843	37,5	2.133	1.087
3	ISO 10	Polistirene espanso sinterizzato da 25 Kg/mc in lastre, conforme UNI 7819	0,05	0,04	1.250	3.32	0.776	3,75	13.333	0.675
4	MUR 12	Blocchi in laterizio da 25 cm. ad elevata resistenza per murature portanti (Unibrik	0,25		0.741	-4.33	0.426	31,25	8.000	0.428
5	INT 8	Intonaco di cemento, sabbia e calce per esterno	0,02	0,9	0.022	-4.56	0.418	9,38	2.132	0.362

Tabella 68: Esempio di stratigrafia

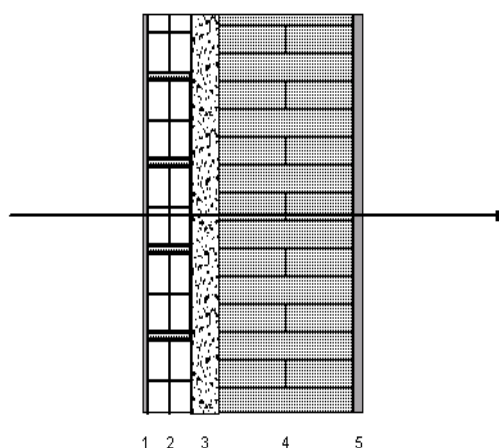



Figura 158: Stratigrafia di una parete composita

[71] Si tratta di una guaina di materiale plastico impermeabile all'acqua che viene utilizzato per evitare che l'eventuale condensa penetri al di là della stessa guaina. Di solito viene utilizzata nelle coperture, nei solai e nelle strutture soggette ad attacchi da parte dell'umidità e non solamente delle condense.

In genere è possibile variare le ipotesi di calcolo (temperatura minima estiva ed invernale) per adeguarsi al clima di progetto. I programmi indicano anche la quantità di acqua di condensa che si può formare e il tempo necessario per la completa evaporazione.

8.9 USO DEI PROGRAMMI DI CALCOLO PER LA PSICROMETRIA

Oggi sono disponibili numerosi programmi di calcolo che consentono di effettuare agevolmente i calcoli relativi alle trasformazioni dell'aria umida.

I diagrammi psicrometrici vengono di solito visualizzati in modo chiaro, come indicato per il piano di Mollier nella Figura 160 per altitudine di 10 m slm e quindi con pressione totale di 1.012 bar[72].

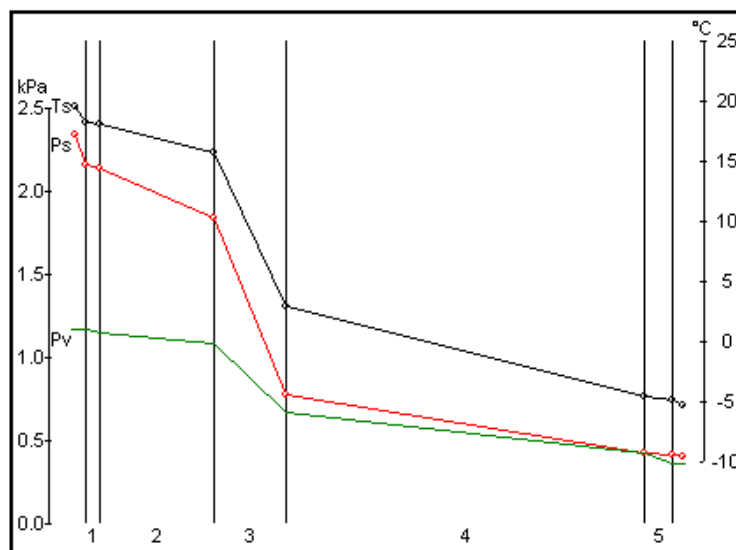



Figura 159: Esempio di verifica Glaser per la parete composita

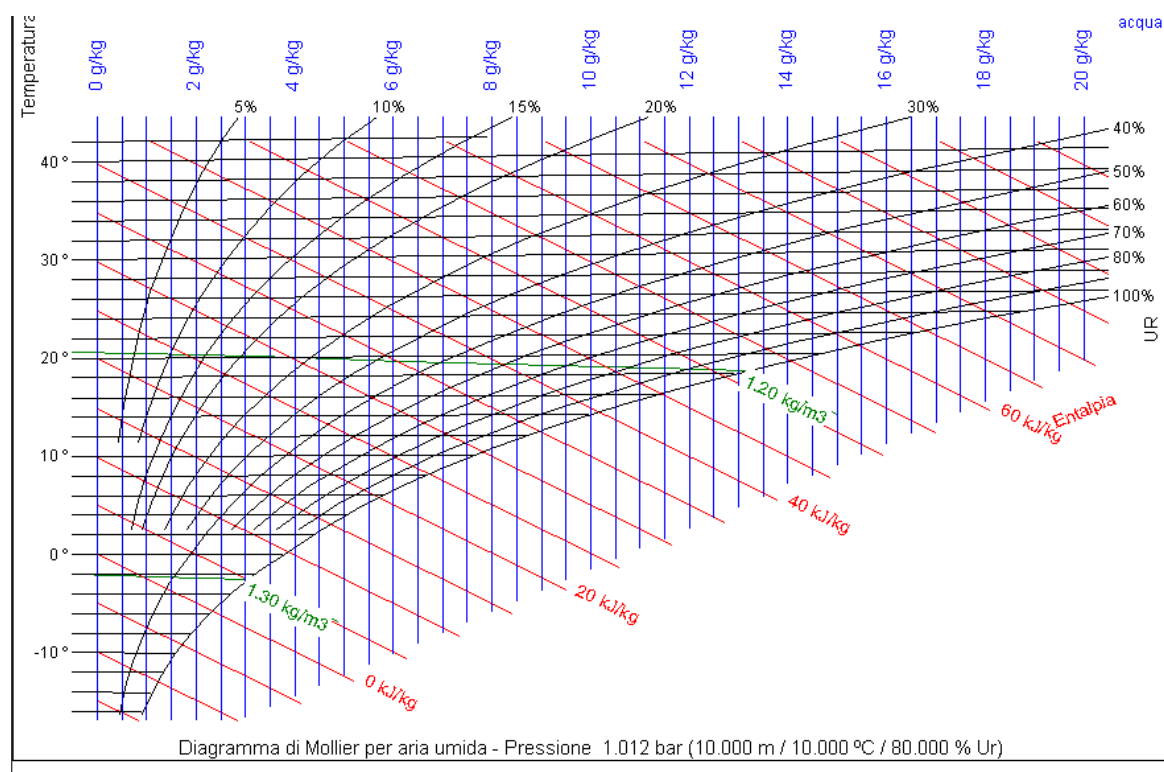



Figura 160: Diagramma di Mollier per p_t=1.012 bar

[72] Il CAD qui indicato è AHH® (*Air Humid Handling*) della *Zeller Consulting, Suisse.*

Analogamente si può visualizzare il diagramma ASHRAE- Carrier, come riportato in Figura 161. In Figura 162 si ha un esempio di applicazione di un processo complesso per una climatizzazione invernale. In Figura 163 si ha una nuova rappresentazione di un trattamento estivo sul piano *Ashrae - Carrier* con un altro CAD psicrometrico[73].

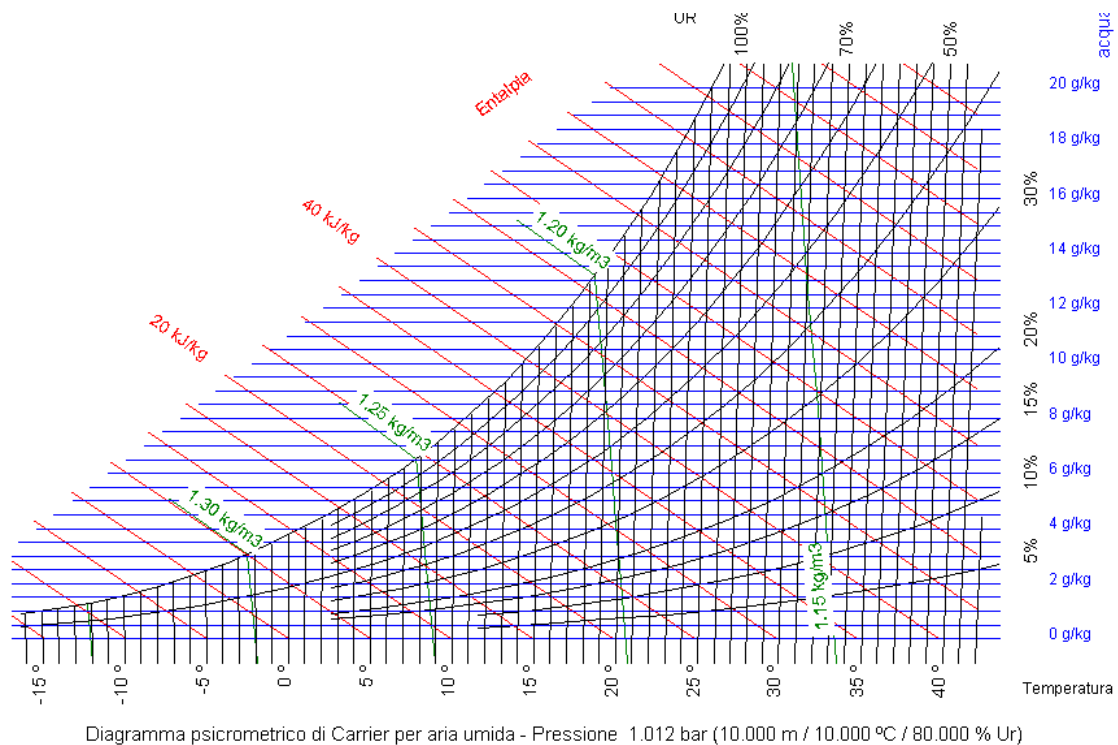



Figura 161: Diagramma ASHRAE- Carrier per p_t=1.012 bar

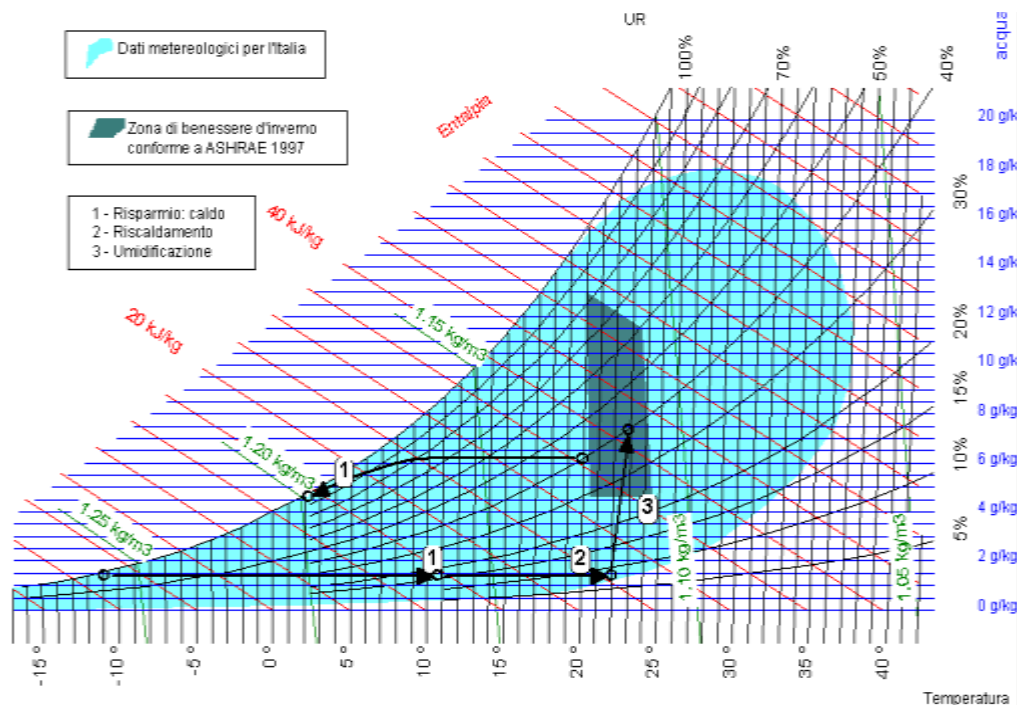



Figura 162: Esempio di applicazione del CAD psicrometrico

[73] Si tratta di *PSYCRO* della *WATT Spa, Milano*

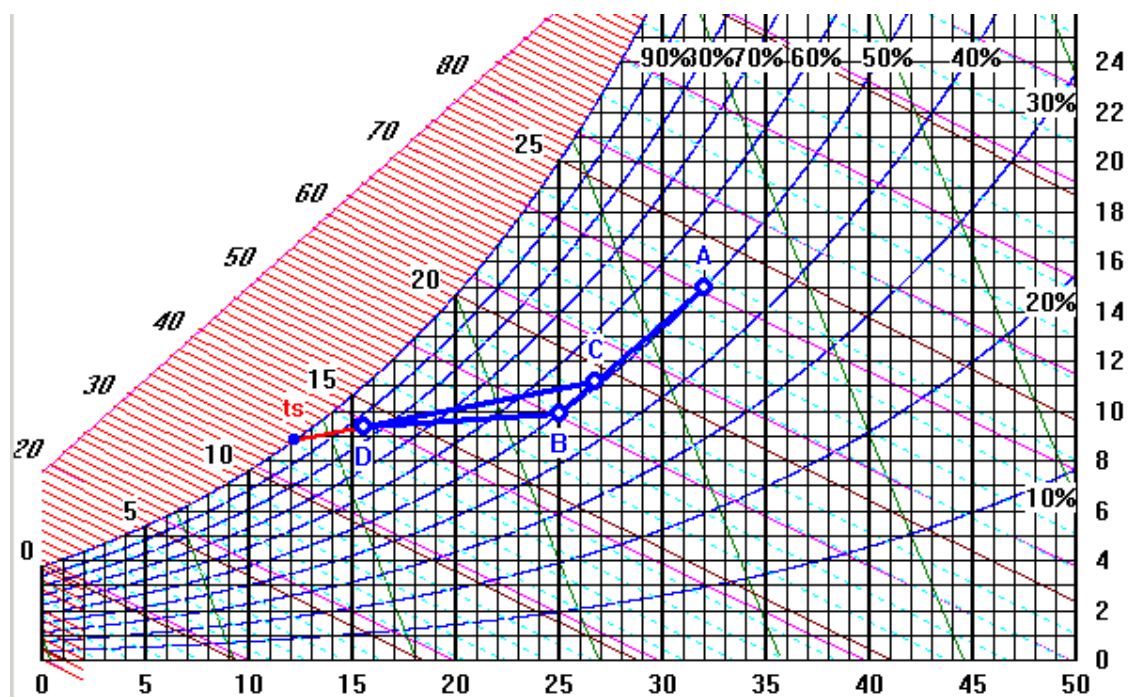



Figura 163: Esempio di climatizzazione estiva nel piano Ashrae - Carrier

9. PROGETTO DEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

Fra gli impianti di climatizzazione parziali sono da ascrivere anche gli impianti di riscaldamento che controllano solamente la temperatura interna durante il periodo invernale. Questi impianti sono soggetti in Italia a numerose norme e leggi che impongono una metodologia di calcolo ben precisa e non modificabile che i progettisti (sia termotecnici che architettonici) debbono rispettare.

9.1 LA LEGGE 10/91 SUL RISPARMIO ENERGETICO

Le varie crisi energetiche originatesi negli anni settanta hanno sensibilizzato gli Stati più energivori alla limitazione dell'uso dell'energia per usi termici, soprattutto per il riscaldamento ambientale che costituisce da solo circa ¼ del consumo totale per l'Italia.

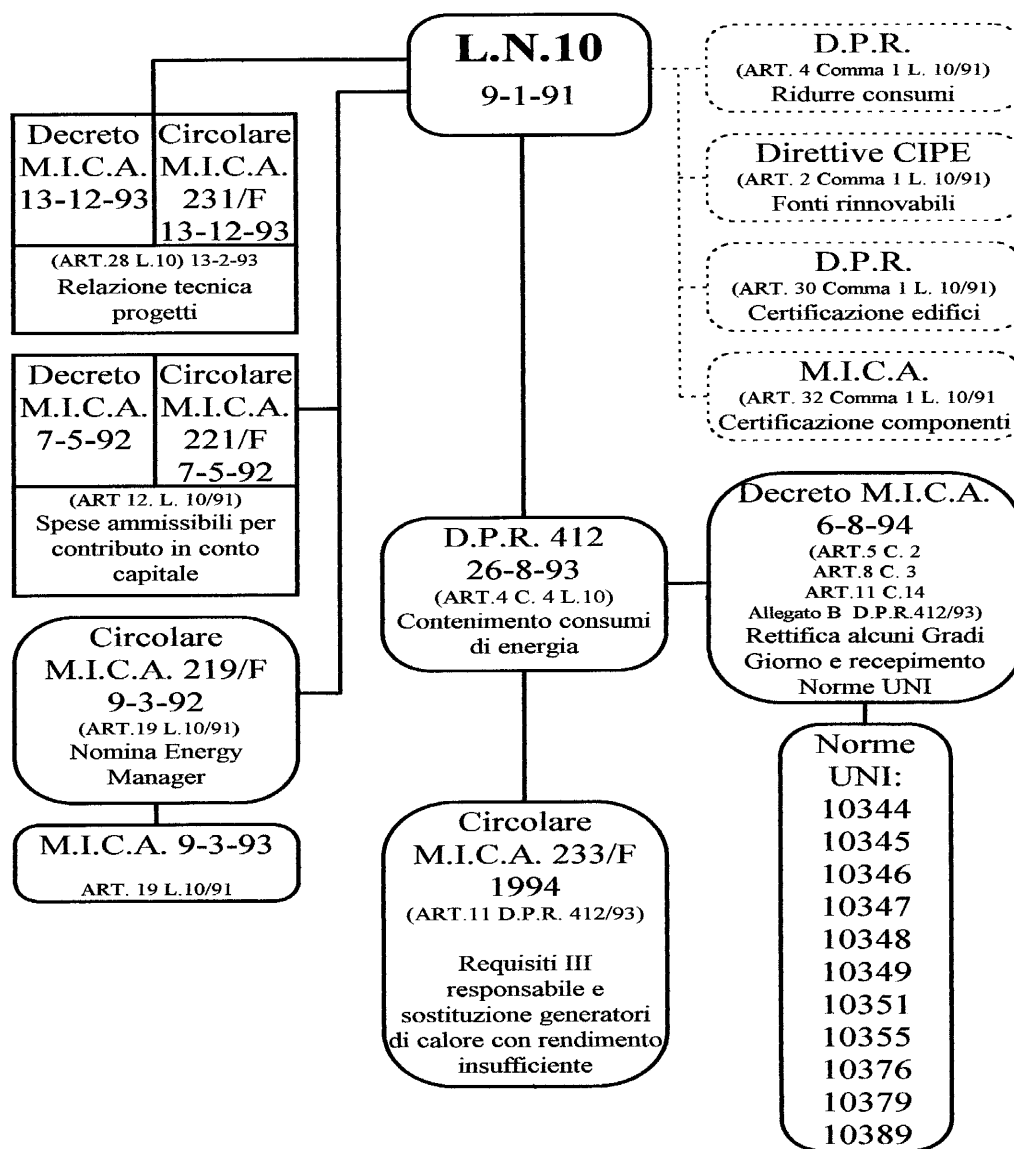



Figura 164: Schema di applicazione della L. 10/91

Successivamente la *L. 10/91* e il suo regolamento di esecuzione *DPR 412/93* modificavano in parte quanto la *L. 373/76* aveva per circa vent'anni fissato introducendo un limite non più alla potenza massima della caldaia (o del generatore in genere) bensì alla quantità di energia che nell'arco di un anno è possibile consumare per il riscaldamento ambientale.

Essa modificava l'impianto normativo che la precedente *L. 373/76* aveva imposto aggiungendo una notevole quantità di calcoli di verifica aggiuntivi che rendono il calcolo relativo alla *L. 10/91* uno dei più onerosi per la progettazione edilizia.

L'aver imposto non più la potenza massima ma l'energia massima utilizzabile (detta *FEN Fabbisogno Limite Normalizzato*) ha in un certo senso reso più semplice[74] l'impiantistica ma a spese di un maggiore isolamento termico, a parità di condizioni rispetto alla precedente *L. 373/76*.

La Figura 164 riassume l'impianto normativo e legislativo della L. 10/91 attualmente in vigore[75].

Essa si compone, essenzialmente, di due corpi distinti (ma interdipendenti): il corpo legislativo (dato dal testo della *L. 10/91* e dal *DPR 412/93*) e il corpo normativo (*dato dall'insieme delle norme UNI emesse in attuazione delle disposizioni di legge*).

Per quanto riguarda i criteri di calcolo e di progettazione, il citato D.P.R. 412/93 rimanda ad una serie di norme UNI, di cui si elencano le principali, vedi Tabella 69, con l'indicazione schematica dei contenuti e dello scopo.

Si osserva che è stato emesso il D.Lgs 192 del 19/08/2005 entrato in vigore l'8/10/2005 (ed integrato dal D.Lgs 311/06) che modifica sostanzialmente la L. 10/91. Tuttavia la piena applicazione dl D.Lgs 192/05 è subordinata all'emanazione dei decreti di attuazione ancora non emessi. Pertanto si ha un periodo di transizione nel quale vale ancora la L. 10/91 ed in parte il D.Lgs 192/05 del quale si farà cenno nel prosieguo.

Le verifiche di picco ed energetica introdotte dalla L. 10/91 saranno eliminate e sostituite da verifiche più semplici ma, si spera, egualmente efficaci ai fini del risparmio energetico.

Va inoltre che a seguito del recepimento della direttiva 2002/91/CE le regioni hanno piena autonomia nella gestione energetica del territorio. Pertanto diverse regioni, soprattutto quelle del Nord Italia e le provincia autonome di Trento e Bolzano hanno già emesso norme che si discostano da quelle qui esaminate.

La *clausola di cedevolezza* (art. 17 del D.Lgs 192/05) stabilisce che le norme del decreto 192/05 e dei decreti ministeriali applicativi nelle materie di legislazione concorrente si applicano per le regioni e province autonome che non abbiano ancora provveduto al recepimento della suddetta direttiva 2002/91/CE.

I progettisti dovranno, quindi, informarsi sia sulle norme nazionali che sulle norma regionali di loro pertinenza.

9.2 D.P.R. N. 551/99 E SUE MODIFICHE AL D.P.R. 412/93

Il 21 dicembre 1999 è stato emanato un nuovo *DPR 551/99* che apporta alcune modifiche al *DPR 412/93* in alcuni articoli e in particolare recepisce la direttiva europea 92/42/CEE concernente i requisiti di rendimento delle nuove caldaie ad acqua calda alimentate con combustibili liquidi e gassosi e anche per uniformarsi alla sentenza della *Corte di Giustizia Europea* che ha condannato lo Stato Italiano per non avere autorizzato l'installazione di caldaie murali di tipo B1 (*che richiedono la ventilazione dei locali e che pure sono conformi alle direttive europee sulla sicurezza*) ma solo quelle di tipo C che non richiedono (*apparentemente*!) ventilazione dei locali.

Con il nuovo decreto si dice che si possono utilizzare anche le caldaie di tipo B1 con l'obbligo di praticare un'apertura di 0,4 m^2 pari ad quadrato di 0,65 m di lato. E' cambiata anche la normativa sul rendimento minimo dei generatori termici (vedi più avanti per altri dettagli).

---

[74] La maggior potenza del generatore è elemento essenziale per ridurre il tempo di accensione dell'impianto. La necessità di maggiorare il carico termico per l'avviamento nasce proprio dall'esigenza di ridurre a tempi brevi il tempo necessario al raggiungimento delle condizioni di regime stazionario (cioè 20 °C interni). Maggiore è la potenza del generatore rispetto al minimo pari al carico termico e minore sarà il tempo di salita della temperatura interna degli ambienti. Con la *L. 373/76* non era possibile maggiore la potenza del generatore, se non per l'esposizione delle pareti, e ciò rendeva più problematica la riduzione del transitorio di avviamento. Ora la *L. 10/91* non impone più il limite della potenza massima del generatore e quindi è possibile avere un generatore che fornisce, almeno nella fase di avviamento, una maggiore potenza rispetto a quella minima del carico termico. Occorre, però, limitare il consumo annuo di energia e quindi si è costretti a limitare principalmente le dispersioni termiche attraverso le pareti e gli infissi.

[75] Con l'introduzione del D.Lgs 192/05 anche la L. 10/91 sembrerebbe essere superata. Tuttavia la mancanza dei decreti attuativi rende ancora valida la L. 10/91, specialmente in quelle regioni nelle quali non sono stati emanati propri regolamenti.

Norma	Titolo	Attuativa di
UNI 10379	RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI - FABBISOGNO ENERGETICO CONVENZIONALE NORMALIZZATO	art. 8 comma 3
UNI 10344	RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI - CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA	art. 8 comma3
UNI 10348	RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI - RENDIMENTO DEI SISTEMI DI RISCALDAMENTO DEGLI EDIFICI	art. 5 comma 2
UNI 10376	ISOLAMENTO TERMICO DEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO DEGLI EDIFICI	allegato B
UNI 10345	RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO DEGLI EDIFICI TRASMITTANZA TERMICA DEI COMPONENTI EDILIZI FINESTRATI - METODO DO CALCOLO	UNI 10344 UNI 10379
UNI 10347	RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO DEGLI EDIFICI SCAMBI DI ENERGIA TERMICA TRA TERRENO ED EDIFICIO - METODO DI CALCOLO	UNI 10344 UNI 10379
UNI 10348	RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO DEGLI EDIFICI ENERGIA TERMICA SCAMBIATA TRA UNA TUBAZIONE E L'AMBIENTE CIRCOSTANTE - METODO DI CALCOLO	UNI 10344 UNI 10379
UNI 10349	RISCALDAMENTO E RAFFRESCAMENTO DEGLI EDIFICI DATI CLIMATICI	UNI 10344 UNI 10379
UNI 10351	MATERIALI DA COSTRUZIONE - VALORI DELLA CONDUTTIVITA' TERMICA E PERMEABILITA' AL VAPORE	UNI 10344B UNI 10379
UNI 10355	MURATURE E SOLAI - VALORI DELLA RESISTENZA TERMICA E METODI DI CALCOLO	UNI 10344 UNI 10379

Tabella 69. Elenco delle norme UNI richiamate dal DPR 412/93

Viene inoltre fissato l'obbligo per le costruzioni autorizzate dopo il 30 giugno 2000 a contabilizzare il calore in ogni unità abitativa. Le caratteristiche dei coibenti termici sono ora adeguate alla necessità di offrire anche un'adeguata permeabilità al vapore.

Sono poi aggiornate le norme per il *Terzo Responsabile*

9.3 DECRETO 13/12/2003

Approvazione dei modelli tipo per la compilazione della relazione tecnica di cui all'art. 28 della legge 9 gennaio 1991 n. 10, attestante la rispondenza alle prescrizioni in materia di contenimento del consumo energetico degli edifici.

Il decreto approva e riporta i modelli da utilizzare per la compilazione della relazione tecnica da depositare presso gli uffici comunali, nei seguenti casi:

- a) opere relative ad edifici di nuova costruzione o a ristrutturazione di edifici (con riferimento all'intero sistema edificio-impianto termico);

- b) opere relative agli impianti termici di nuova installazione in edifici esistenti e opere relative alla ristrutturazione degli impianti termici;
- c) sostituzione dei generatori di calore.

9.4 CRITERI GENERALI DI APPLICAZIONE DELLA L. 10/91

L'applicazione di questa legge richiede **due fasi** distinte di calcolo e verifica: nella prima si calcolano alcuni parametri caratteristici relativi alle capacità dispersive degli edifici (in particolare il C_d e il C_g) che si confrontano con i valori massimi consentiti per tipologia edilizia e per zona climatica, nella seconda si calcola il *FEN* dell'edificio e lo si confronta con il FEN_{limite} indicato dalla norma.

La L. 10/91, come pure la L. 373/76 prima di essa, cataloga gli edifici in base alla loro destinazione d'uso e classifica il territorio italiano in sei zone climatiche. Il parametro utilizzato per la classificazione delle suddette zone è il *Numero dei Gradi-Giorno* (GG).

Esso rappresenta un parametro oggettivo perfettamente calcolabile per ciascuna zona climatica e località e definiti come indicato nel prosieguo.

9.5 CRITERI DI CALCOLO PER L'APPLICAZIONE DELLA L. 10/91

Le procedure di calcolo indicate dal DPR 412/93 prevedono, fino all'entrata in vigore dei decreti attuativi del D.Lgs 192/05 e del D.Lgs 311/06, una serie di verifiche che possiamo suddividere in due fasi ben distinte. Quanto indicato per le fasi 1 e 2 vale per l'applicazione della L. 10/91 nei casi in cui ciò sia ancora possibili, ad esempio per una verifica di edifici riferita a tempi di applicazione della citata L. 10/91. Negli altri casi si applica, ormai il D.Lgs 311/06.

9.5.1 FASE 1: CARICO TERMICO DI PICCO DI RISCALDAMENTO E VERIFICA DI ISOLAMENTO

Per determinare il carico termico di un edificio occorre calcolare tutte le possibili perdite di energia fra edificio e ambiente esterno nell'ipotesi di regime stazionario.

Le procedure di calcolo presuppongono la scelta di una temperatura di progetto interna ed una di progetto esterna, entrambe supposte costanti ai fini del calcolo. Varie norme tecniche sono state emanate per la corretta selezione di questi valori.

Qui basta osservare che sia la *L. 373/76* prima e la *L. 10/91* con il suo Regolamento di esecuzione *DPR 412/93* ora fissano[76] di norma la temperatura interna di progetto a 20 °C con una *tolleranza di* $\pm 2\,°C$. *La temperatura esterna di progetto è selezionata in base alle tabelle predisposte dalle UNI-10344* per ogni Comune d'Italia e pertanto anche questo valore risulta obbligato nella fase di calcolo del carico termico.

La procedura di calcolo del carico termico di riscaldamento è in gran parte ancora[77] codificata nella norma *UNI-7357/74* e quindi il calcolo delle dispersioni termiche (viene di norma trascurato l'apporto[78] delle sorgenti solari e interne) è effettuato relativamente a:

- dispersioni attraverso le strutture murarie verso l'ambiente esterno;
- dispersioni attraverso le strutture verso ambienti interni non riscaldati o a diversa temperatura rispetto a quella di progetto;
- dispersioni attraverso *ponti termici* delle strutture murarie, porte, finestre,…;
- dispersione mediante ventilazione dei locali.

Pertanto il bilancio energetico suddetto si riduce molto divenendo:

$$q_{uscente} = q_{\text{Impianto}}$$

con :

---

[76] Sono ammesse deroghe solo in casi particolari, quali ad esempio ospedali, asili infantili.

[77] In realtà questa norma è seguita solo parzialmente perché superata dal DPR 412/93 e dalle norme UNI-10344, 10346 e 10349. Per la parte relativa al carico termico convenzionale la UNI 7357/74 è seguita come regola generale ad esclusione delle maggiorazioni previste per l'intermittenza.

[78] Questi contributi non sono trascurabili per l'applicazione della L. 10/91, come si dirà nel prosieguo, in base alla UNI-10344 per il calcolo del *FEN* (*fabbisogno Energetico Normalizzato*).

$$q_{uscente} = q_{trasmissione} + q_{ponti\,termici} + q_{ventilazione}$$

e in particolare:

$$\text{q}_{\text{uscente}} = \underbrace{\sum_{i=1}^{n} K_i S_i \Delta T_i}_{Elementi\,Disperdenti} + \underbrace{\sum_j \psi_j l_j \Delta T_j}_{Ponti\,Termici} + \underbrace{\sum_k n_k V_k c_{pa} \rho \left(t_{i,k} - t_e\right)}_{Ventilazione\,Ambienti} \qquad [231]$$

ove vale il simboli sono i seguenti:

- K_i Trasmittanza termica della generica parete, W/m².K
- S_i Superficie disperdente della generica parete, m²
- ΔT_i Differenza di temperatura per la generica parete, °C
- ψ_j fattore lineare per il generico ponte termico, W/m.K,
- l_j lunghezza di dispersione del generico ponte termico, m,
- n_k Numero di ricambi orari del generico ambiente, 1/h,
- V_k Volume interno del generico ambiente, m³,
- $T_{i,k}$ Temperatura interna del generico ambiente, °C
- t_e Temperatura esterna di progetto, °C
- c_{pa} calore specifico a pressione costante dell'aria, kJ/kg.K

Il calcolo delle singole trasmittanze termiche viene effettuato con i metodi della *Fisica Tecnica* e dipende dai materiali e dalla stratigrafia delle pareti disperdenti (sia esterne che interne) e delle superfici vetrate.

Per il calcolo dei coefficienti liminari si possono utilizzare le seguenti espressioni tratte dalle varie norme UNI oggi vigenti, tutte espresse nel S.I.

Superfici verticali ed orizzontali con flusso ascendente:

$$h_e = 2.3 + 10.5\sqrt{v} \qquad (W/m^2K)$$

Superfici orizzontali con flusso discendente:

$$h_e = 0.7 \cdot (2.3 + 10.5\sqrt{v}) \qquad (W/m^2K)$$

Per le strutture trasparenti:

$$h_e = 25 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{per vetri normali } (\varepsilon = 0.837)$$

$$h_e = 3.6 + 4.4\frac{\varepsilon}{0.837} \qquad (W/m^2K) \quad \text{per vetri selettivi}$$

con v velocità del vento in m/s.

Valori usuali, cioè da utilizzare di norma a meno di condizioni esterne che giustifichino il calcolo di nuovi valori di calcolo (ad esempio in zone particolarmente ventose) sono i seguenti:

Componenti opachi:

$$h_e = 25 \qquad \left(\text{W}/\text{m}^2 K\right)$$

$$h_i = 7.7 \qquad \left(\text{W}/\text{m}^2 K\right)$$

Componenti trasparenti:

$$h_e = 25 \qquad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$h_i = 3.6 + 4.4 \frac{\varepsilon}{0.837} \qquad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

Nel caso di elementi disperdenti la cui trasmittanza varia nel tempo, ad esempio finestre con veneziane o altri tipi di elementi oscuranti, occorre considerare il valore della trasmittanza mediata nel tempo considerato.

Per il calcolo dei ponti termici (secondo blocco a destra della [231]) occorre far riferimento ai manuali specializzati che forniscono il valore del coefficiente lineare ψ_k per le varie situazioni possibili: ad esempio per intersezioni di pareti esterne, di pareti esterne ed interne, di pareti verticali e solai, di infissi per porte e finestre.

Il metodo *CSTB,* detto anche *metodo delle trasmittanze lineari,* consiste nel calcolare il valore della trasmittanza lineare ψ_i per le varie situazioni di trasmissione del calore. Si osservi che si ha ponte termico tutte le volte che si hanno in parallelo due elementi di trasmissione del calore aventi forti differenze della resistenza termica.

In pratica, essendo unica la temperatura fra le due facce della parete con ponte termico, l'elemento avente minore resistenza termica (ovvero maggiore conduttanza termica) ha il maggior flusso di calore: si suol dire che funge da *by pass* (o ponte termico) rispetto all'elemento di minore conduttanza.

Ad esempio la presenza di un pilastro o di una trave comporta un ponte termico: basta considerare che una parete normalmente coibentata con isolante termico (*cioè rispondente alla verifica termica delle L. 10/91*) ha trasmittanza variabile fra 0.3÷0.7 W/m²K mentre il calcestruzzo delle strutture portanti ha trasmittanza variabile fra 2.2÷2.6 W/m²K.

Ne consegue che il flusso termico che attraversa le strutture in cemento armato è 7÷10 volte maggiore di quello che attraversa le normali pareti coibentate e quindi le strutture portanti fungono da *by pass* per il flusso termico che dall'interno va verso l'esterno.

Come conseguenza del maggior flusso si ha anche una minore temperatura superficiale degli elementi più trasmissivi con la conseguenza che più facilmente si raggiunge la temperatura di condensazione del vapore (*a parità di pressione atmosferica totale*) con conseguente formazione di condensa e quindi di muffe superficiali che danneggiano e deteriorano le pareti, specialmente per effetto della formazione di infiorescenze negli intonaci interni ed esterni.

Il flusso totale attraverso una parete è dato dalla relazione:

$$Q_{tot.parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i \Delta T}_{Pareti\ normali} + \underbrace{\sum_j \Psi_j l_j \Delta T_j}_{Ponti\ termici} \qquad [232]$$

ove si ha:

U trasmittanza termica della parete, (*W/m²K*),

A area della parete, (*m²*),

ψ trasmittanza lineare, (*W/m.K*),

l lunghezza del ponte termico, (m).

Nel caso di pareti d'angolo si ha la relazione:

$$Q_{tot.parete} = \underbrace{\sum_i U_i A_i \Delta T}_{Pareti\ normali} + \underbrace{\sum_j \Psi_j l_j \Delta T_j}_{Ponti\ termici} = U_1 A_1 \Delta T + U_2 A_2 \Delta T + 2\Psi l \Delta T$$

Per il calcolo del calore di ventilazione dei singoli ambienti occorre tenere conto della destinazione d'uso dei singoli locali.

Nella Tabella 71 si hanno suggerimenti per il valore di *n* da utilizzare nella [231].

Il calcolo del carico termico deve essere completato apportando alcune maggiorazioni che hanno lo scopo di adeguare il calcolo fittizio dato dalla [231] alla situazione reale.

Le maggiorazioni che si apportano sono di solito per *esposizione* e per *intermittenza.*

Le prime (*esposizione*) correggono l'errore introdotto nel calcolo delle dispersioni senza tener conto dell'esposizione della parete disperdente e quindi della temperatura aria-sole che dipende proprio dall'orientamento.

S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
0	2÷5%	5÷10%	10÷15%	15÷20%	15÷20%	10÷15%	5÷10%

Tabella 70: Maggiorazioni per orientamento

In Tabella 70 si hanno le maggiorazioni consigliate per esposizione: gli intervalli indicati lasciano al progettista ampio margine di adeguamento del calcolo fittizio alla realtà.

La seconda maggiorazione che si applica è quella per intermittenza (anche se la L. 10/91 non la prevede più). Vale la pena di osservare che oggi il calcolo manuale è limitato solamente a casi semplici e che l'uso di codici di calcolo opportuni semplifica enormemente la vita anche in considerazione dell'elevato numero di calcoli da fare. L'applicazione della L. 10/91 impone quasi esclusivamente il calcolo automatizzato per le numerosissime verifiche da attuare anche per un semplice appartamento.

DESTINAZIONE D'USO DEI LOCALI	Ricambi d'aria n (vol. amb./ora)	Portate minime (l/s persona)
Edifici residenziali	0,5	7,5
Uffici	1,5÷2,5	10
Edifici commerciali	1÷2	8
Bar	2÷3	15
Ristoranti	1÷2	10
Alberghi	0,5÷1	8
Asili nido e scuole materne	2,5	8
Scuole elementari	2,5	8
Scuole medie inferiori	3,5	8
Scuole medie superiori	5	8
Università	5	8
Ospedali - degenze in genere	2	13
Ospedali - degenze bambini	3	13
Ospedali - reparti diagnostica	6	8
Ospedali - sale operatorie	15÷20	15
Teatri e cinematografi	-	8÷10

Tabella 71: Numero di ricambi orari consigliato

Ponti Termici

Il calcolo delle dispersioni termiche di un edificio viene svolto nell'ipotesi di regime stazionario, cioè si assume che le temperature esterne ed interne si mantengano costanti. Questo significa che il flusso termico che si instaura attraverso il muro è costante e che le linee isoterme, che descrivono i vari strati di temperatura nelle varie sezioni del muro, sono perfettamente parallele alle superfici del muro stesso.

Nella realtà questa ipotesi di distribuzione della temperatura per "*piani paralleli*" non risulta mai verificata perché la parete non è mai completamente omogenea e tanto meno di lunghezza infinita. Di conseguenza l'andamento della temperatura all'interno della generica parete non è costante ma varia in relazione al tipo di disomogeneità o di configurazione geometrica.

I ponti termici possono essere generati dalle seguenti circostanze:

- disomogeneità termica dei materiali che compongono uno strato (ad esempio la composizione di un solaio o la presenza di un pilastro di cemento armato in una parete di materiale diverso);
- disomogeneità geometrica (angoli di parete o incroci).

La presenza di un ponte termico comporta, in generale, una diversa distribuzione delle temperature sia superficiali che interne al diaframma e quindi un aumento della quantità di calore disperso. Nella pratica generale la presenza di un ponte termico viene affrontata fornendo semplicemente una maggiore quantità di calore all'ambiente, sottovalutando l'aspetto della diversa distribuzione delle temperature sulla parete che può portare a formazione di condensa e muffe, come documentato in Figura 165 e in Figura 166.

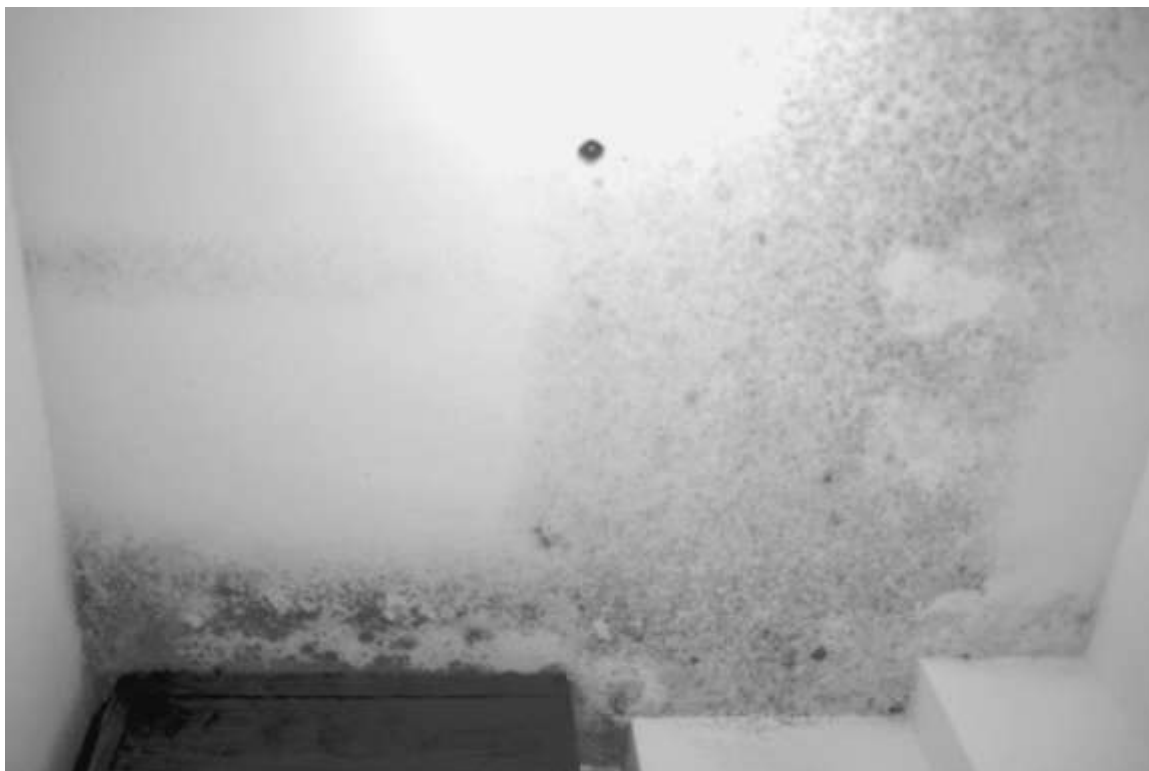



Figura 165: Formazione di condensa e muffa in corrispondenza di una discontinuità di tipo geometrico

Figura 166: Formazione di condensa e muffa in corrispondenza dell'intersezione di due pareti

In Figura 167 si è messo a confronto l'andamento della temperatura superficiale interna, determinata con il metodo degli elementi finiti, di un angolo non isolato (la zona in azzurro lungo lo spigolo e l'angolo interno rappresenta la zona di pericolo di condensa) con quella di un angolo isolato mediante l'applicazione di appositi pannelli.

Fungono quindi da ponte termico le zone dell'edificio dove l'isolamento termico è interrotto.

Per esempio la continuità del muro di tamponamento viene arrestata dai cordoli perimetrali ovvero dalle travi alle quali si vincolano i travetti degli impalcati.

In questi punti si apre una via di fuga preferenziale al passaggio del calore, determinata dalla presenza del calcestruzzo armato che ha una trasmittanza più elevata del muro.

Altri tipici esempi di ponti termici si verificano in corrispondenza dei pilastri d'ambito esterno in facciata, delle soglie, dei davanzali, delle velette in c.a. ecc.

La presenza di un ponte termico può causare quindi diversi effetti negativi oltre quelli già detti, quali :

- a) eterogeneità della temperatura superficiale che determina la formazione di moti convettivi e il deposito disomogeneo di pulviscolo;
- b) formazione di macchie antiestetiche prodotte dalla condensazione di vapore acqueo con progressivo e inevitabile degrado meccanico dei materiali;
- c) formazione di fessurazioni nelle zone di contatto di materiali aventi differente trasmittanza termica e disgregazione superficiale causata dall'insorgere di tensioni.

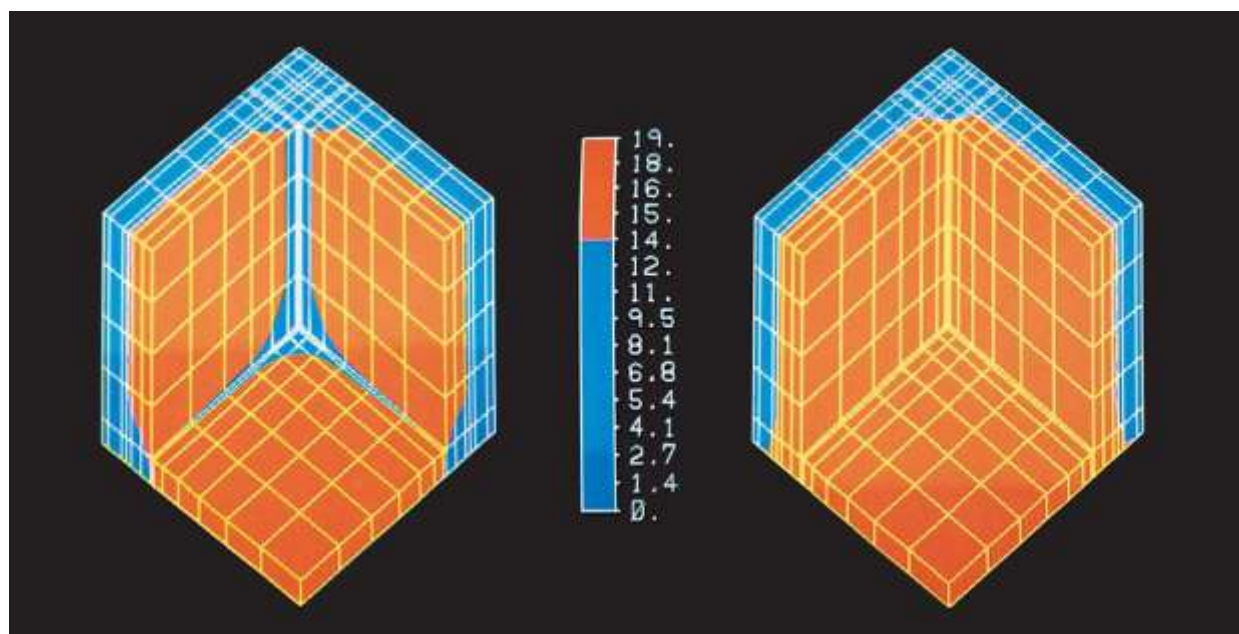



Figura 167: Andamento delle temperature superficiali interne determinato con il metodo degli elementi finiti

Gli accorgimenti per eliminare o almeno ridurre i ponti termici sono diversi ma non sempre di facile realizzazione e dipendono dalla particolarità geometrica della singola situazione.

Per esempio risulta abbastanza semplice isolare termicamente i pilastri perimetrali mediante la fasciatura termica interna o esterna realizzata con la muratura a cassetta (Figura 168).

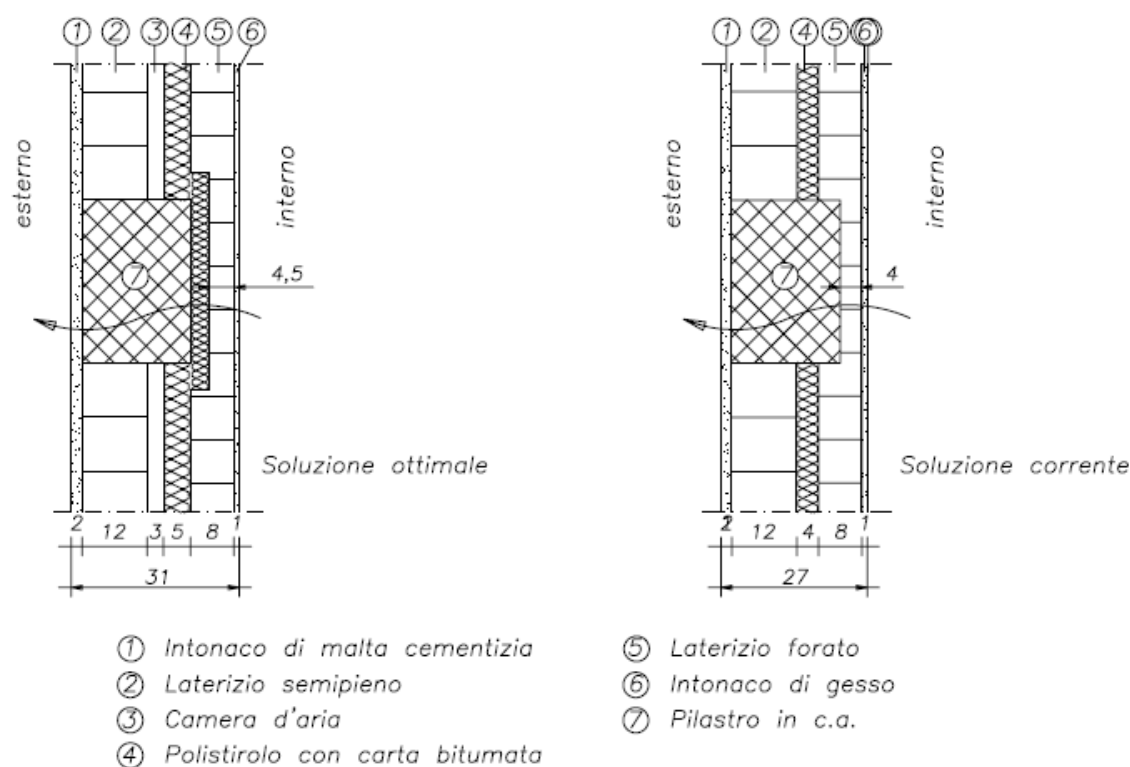



Figura 168: Ponte termico in corrispondenza del pilastro

La riduzione del ponte termico in corrispondenza della trave di solaio implica invece la progettazione di dettagli costruttivi assai più complessi: cioè l'impiego di appositi elementi prefabbricati "marcapiano" che, isolati all'interno, consentono di deviare e allungare il percorso del flusso termico e quindi di minimizzarlo (Figura 169).

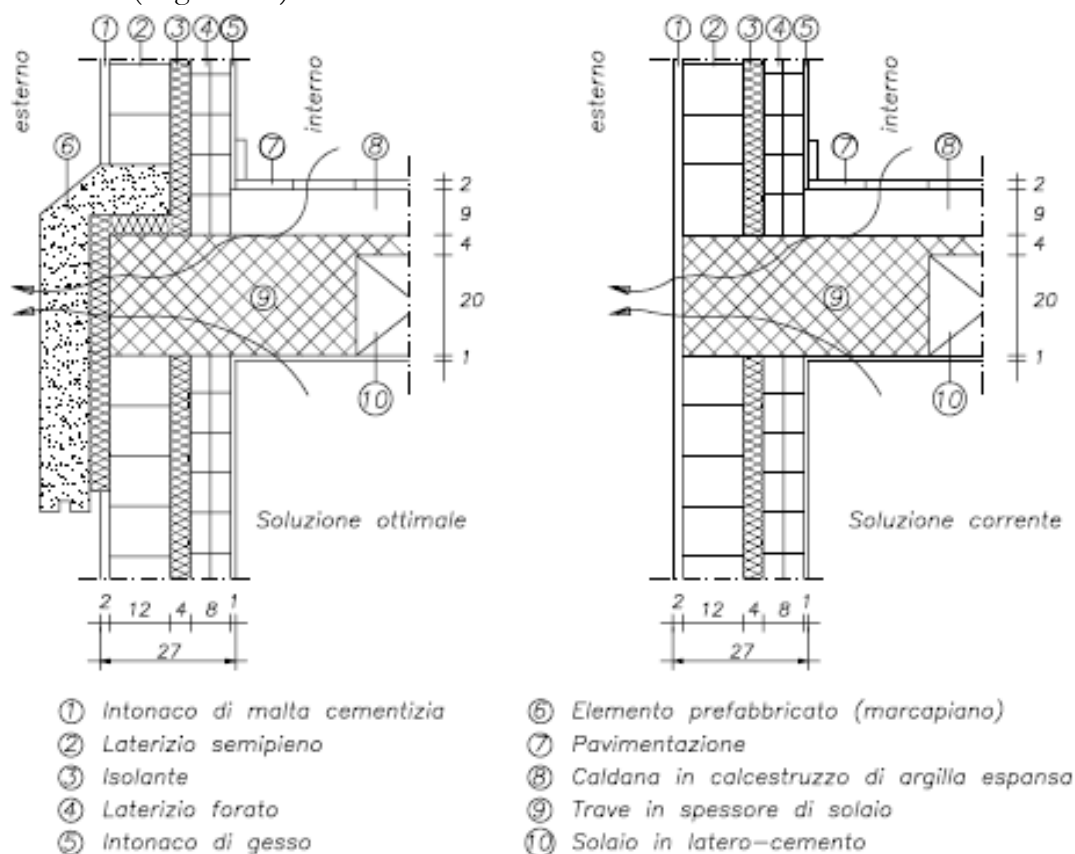



Figura 169: Ponte termico in corrispondenza della trave

Metodo di calcolo CSTB dei Ponti Termici

Per il calcolo dei ponti termici si utilizza il metodo CSTB dei coefficienti lineari ψ. I ponti termici sono stati catalogati in alcune tipologie indicate nelle successive figure. Per ciascuna tipologia è dato, nella colonna di destra, la relazione analitica per calcolare ψ . In generale si può dire che i "***ponti termici***" possono essere generati dalle seguenti circostanze:

- \- disomogeneità termica dei materiali che compongono uno strato (ad esempio la composizione di un solaio o la presenza di un pilastro di cemento armato in una parete di materiale diverso.
- \- disomogeneità geometrica (angoli di parete o incroci ecc.)

La presenza di un ponte termico comporta, in generale, una diversa distribuzione delle temperature sia superficiali che interne al diaframma e quindi un aumento della quantità di calore disperso.

Nella pratica generale la presenza di un ponte termico viene affrontata fornendo semplicemente una maggiore quantità di calore all'ambiente, sottovalutando l'aspetto della diversa distribuzione delle temperature, sulla parete, che può portare a formazione di condensa.

Nel prosieguo si forniscono alcune tabelle di calcolo semplificato riprese dalla nota del CSTB sopra accennate.

Si osservi, però, che un calcolo più preciso e raffinato dei ponti termici richiede l'applicazione dell'equazione di trasmissione del calore possibilmente mediante codici di calcolo alle differenze finite.

Per un tale sviluppo si rimanda alla *Trasmissione del Calore* e ai metodi numerici di calcolo in quella sede sviluppati.

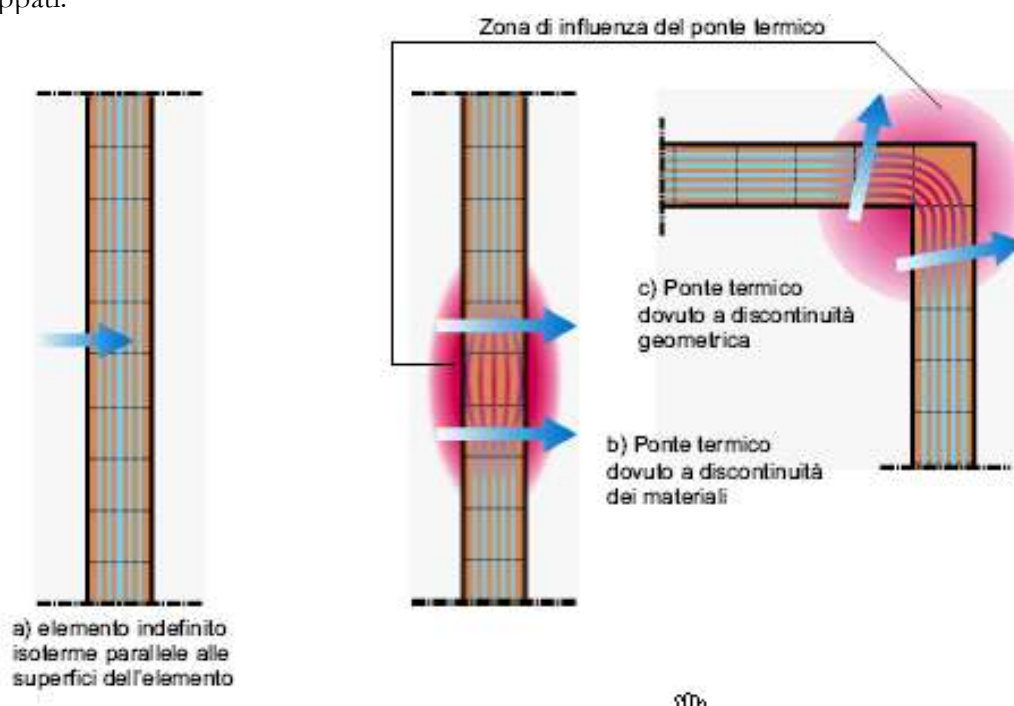



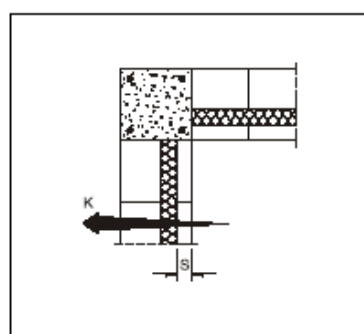
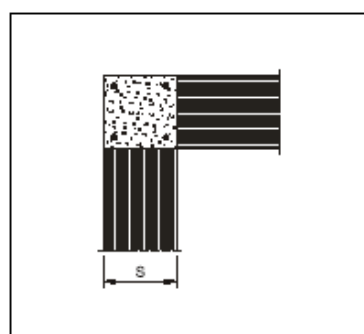
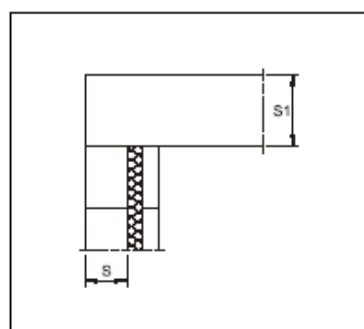
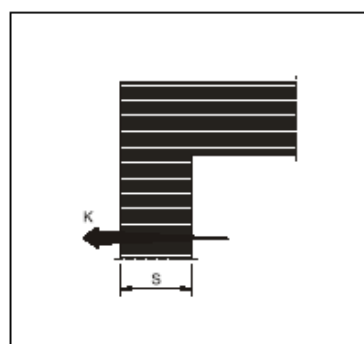
Figura 170: Trasmissione di calore attraverso i ponti termici

AN 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO PILASTRO D'ANGOLO			
S \ K	0.40 - 0.60	0.65 - 0.85	0.90 - 1.10
5 - 9	0.11	0.15	0.21
10 - 20	0.12	0.18	0.25

AN 2 : ISOLAMENTO RIPARTITO PILASTRO D'ANGOLO	
S	K
20 - 24	0.10
25 - 29	0.12
30 - 34	0.15
35 - 40	0.17

AN 3 : GIUNTO TRA DUE MURI UNO ISOLATO							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.23	0.26	0.29	0.31	0.33	0.36	0.39
15 - 19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32	0.34	0.37
20 - 25	0.21	0.24	0.26	0.28	0.30	0.33	0.35

AN 4 : ISOLAMENTO RIPARTITO ANGOLO IN MURO OMOGENEO				
K \ S	20 - 24	25 - 29	30 - 34	35 - 40
0.40 - 0.60	0.02	0.03	0.03	0.04
0.65 - 0.85	0.03	0.04	0.05	0.06
0.90 - 1.10	0.05	0.06	0.07	0.08
1.15 - 1.35	0.06	0.07	0.08	0.09
1.40 - 1.60	0.07	0.08	0.10	0.11
1.65 - 1.85	0.08	0.10	0.11	0.13
1.90 - 2.10	0.09	0.11	0.13	0.15

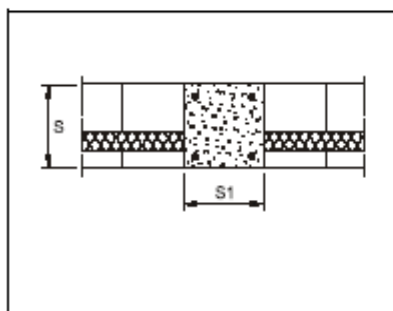
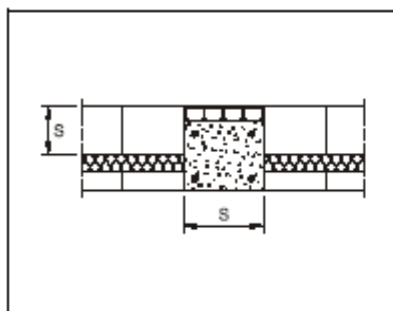
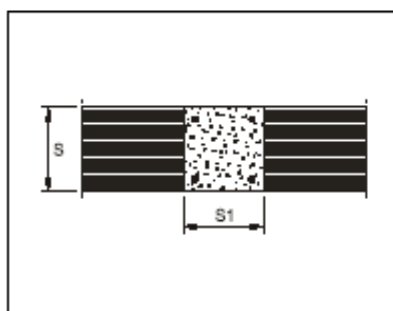
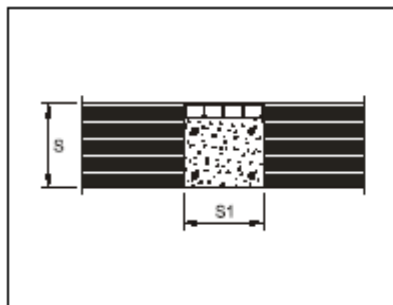
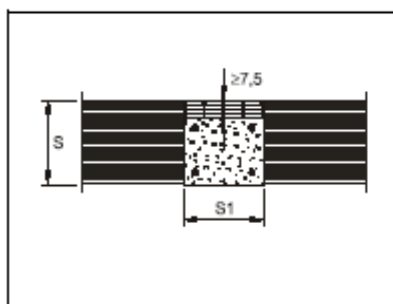
Figura 171 : Ponti termici

PI 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO PILASTRO NUDO									
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35
10 - 14	0.28	0.31	0.34	0.37	0.41	0.45	0.49	0.53	0.58
15 - 19	0.27	0.30	0.33	0.36	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55
20 - 25	0.26	0.29	0.32	0.35	0.38	0.41	0.44	0.48	0.51

PI 2 : ISOLAMENTO INTERMEDIO PILASTRO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI									
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30	32.5	35
10 - 14	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.38	0.41	0.45	0.48
15 - 19	0.24	0.27	0.29	0.32	0.35	0.37	0.40	0.44	0.47
20 - 25	0.23	0.26	0.28	0.31	0.33	0.36	0.39	0.43	0.46

PI 3 : ISOLAMENTO RIPARTITO PILASTRO NUDO									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.14	0.18	0.22	0.25	0.29	0.32	0.36	0.39	0.43
25 - 29	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29	0.33	0.36	0.39
30 - 34	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36
35 - 40	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33

PI 4 : ISOLAMENTO RIPARTITO PILASTRO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.35
25 - 29	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.24	0.27	0.30	0.33
30 - 34	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30
35 - 40	0.09	0.12	0.14	0.16	0.19	0.21	0.23	0.26	0.28

PI 5 : ISOLAMENTO RIPARTITO PILASTRO CON TAVELLA A 3/4 SERIE DI FORI (> 7.5 cm)									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 29	0.08	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	0.25
30 - 34	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24
35 - 40	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21	0.23

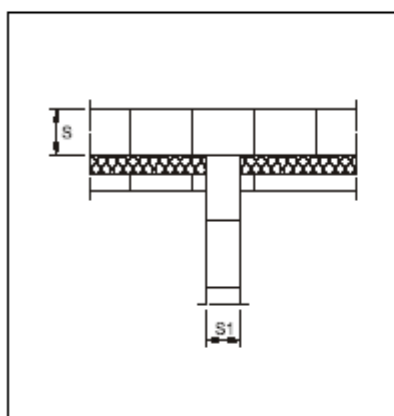
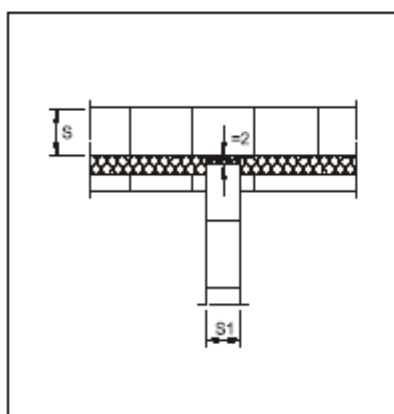
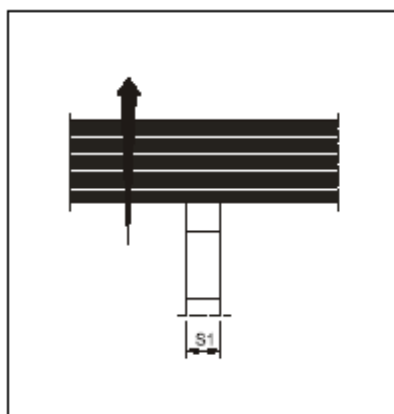
Figura 172: Calcolo dei ponti termici

TR 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO GIUNTO ISOLAMENTO INTERROTTO								
S \ S1	TR	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
10 - 14	0.11	0.16	0.19	0.24	0.28	0.32	0.34	0.37
15 - 19	0.10	0.15	0.18	0.22	0.26	0.29	0.32	0.35
20 - 25	0.09	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.29	0.31

TR 2: ISOLAMENTO INTERMEDIO GIUNTO ISOLAMENTO 2 cm							
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
10 - 14	0.05	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14
15 - 19	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.12
20 - 25	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10

TR 3 : ISOLAMENTO RIPARTITO GIUNTO PARETE ESTERNA - PARETE INTERNA							
K \ S	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
0.40 - 0.60	0.02	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05
0.65 - 0.85	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
0.90 - 1.10	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
1.15 - 1.35	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13
1.40 - 1.60	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15
1.65 - 1.85	0.07	0.09	0.11	0.12	0.15	0.16	0.18
1.90 - 2.10	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21

Figura 173: Calcolo dei ponti termici

PT 1 : ISOLAMENTO CONTINUO DAL BASSO							
K \ S	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
0.40 - 0.60	0.02	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05
0.65 - 0.85	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
0.90 - 1.10	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
1.15 - 1.35	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13
1.40 - 1.60	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15
1.65 - 1.85	0.07	0.09	0.11	0.12	0.15	0.16	0.18
1.90 - 2.10	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21

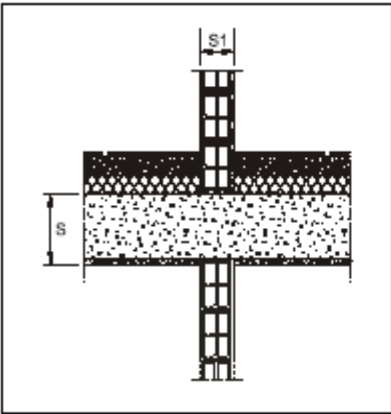
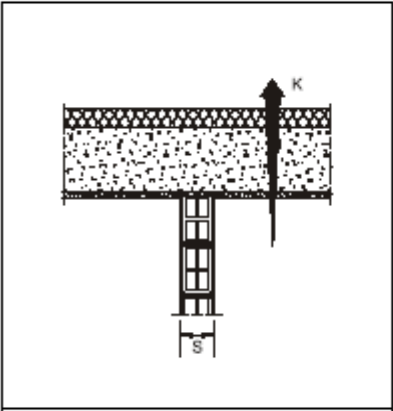
PT 2 : ISOLAMENTO DAL BASSO INTERROTTO DA TRAMEZZA CON O SENZA TRAMEZZA SOPRASTANTE							
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
15 - 19	0.19	0.23	0.28	0.30	0.34	0.37	0.40
20 - 25	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36

PT 3 : ISOLAMENTO DALL'ALTO INTERROTTO DA TRAMEZZA CON O SENZA TRAMEZZA SOTTOSTANTE							
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
10 - 14	0.16	0.19	0.24	0.28	0.32	0.34	0.37
15 - 19	0.15	0.18	0.22	0.26	0.29	0.32	0.35
20 - 25	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.29	0.31

Figura 174: Calcolo dei ponti termici

ST 1 : ISOLAMENTO CONTINUO DALL'ALTO							
K \ S	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
0.40 - 0.60	0.02	0.03	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05
0.65 - 0.85	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.08
0.90 - 1.10	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
1.15 - 1.35	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13
1.40 - 1.60	0.06	0.08	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15
1.65 - 1.85	0.07	0.09	0.11	0.12	0.15	0.16	0.18
1.90 - 2.10	0.08	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.21

ST 2 : ISOLAMENTO DAL BASSO INTERROTTO DA TRAMEZZA CON O SENZA TRAMEZZA SOPRASTANTE								
S \ S1	TR	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
10 - 14	0.11	0.16	0.19	0.24	0.28	0.32	0.34	0.37
15 - 19	0.10	0.15	0.18	0.22	0.26	0.29	0.32	0.35
20 - 25	0.09	0.14	0.17	0.21	0.24	0.27	0.29	0.31

ST 3 : ISOLAMENTO DALL'ALTO INTERROTTO DA TRAMEZZA CON O SENZA TRAMEZZA SOTTOSTANTE							
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
15 - 19	0.19	0.23	0.28	0.30	0.34	0.37	0.40
20 - 25	0.17	0.20	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36

Figura 175: Calcolo dei ponti

PV 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DAL BASSO CORDOLO SEMPLICE O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.21	0.24	0.27	0.29	0.31	0.34	0.37
15 - 19	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.32	0.35
20 - 25	0.19	0.22	0.24	0.26	0.28	0.31	0.33

PV 2 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DAL BASSO CORDOLO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.20	0.22	0.25	0.27	0.29	0.31	0.34
15 - 19	0.19	0.21	0.23	0.26	0.28	0.29	0.32
20 - 25	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30

PV 3 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DALL'ALTO CORDOLO SEMPLICE O CON TAVELLA O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.26	0.28
15 - 19	0.12	0.15	0.17	0.20	0.21	0.23	0.25
20 - 25	0.11	0.14	0.16	0.18	0.19	0.21	0.23

PV 4 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DAL BASSO CORDOLO SEMPLICE O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.36
25 - 29	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.34
30 - 34	0.17	0.20	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32
35 - 40	0.16	0.19	0.21	0.24	0.26	0.28	0.30

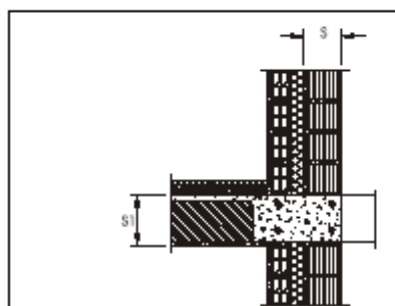
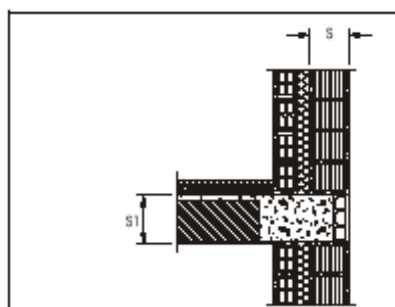
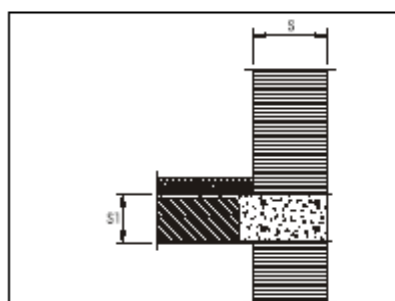
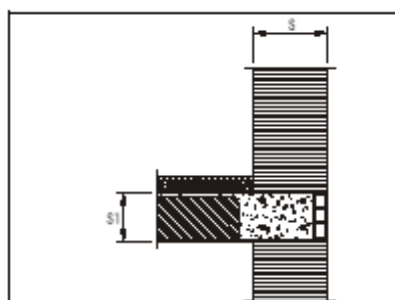
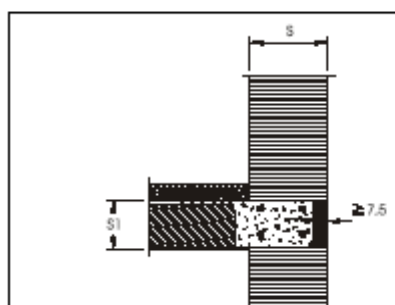
PV 5 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DAL BASSO CORDOLO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.16	0.18	0.21	0.23	0.25	0.28	0.30
25 - 29	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28
30 - 34	0.14	0.16	0.19	0.21	0.23	0.25	0.27
35 - 40	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26

(*) NOTA: TUTTI I SOLAI SONO IN LATERO-CEMENTO e CORDOLO CLS

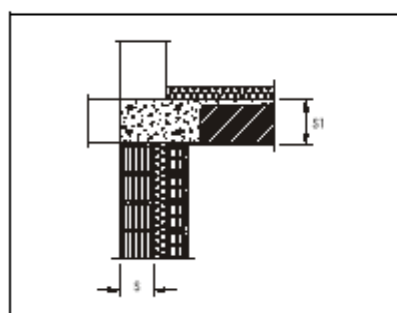
Figura 176: Calcolo dei ponti termici

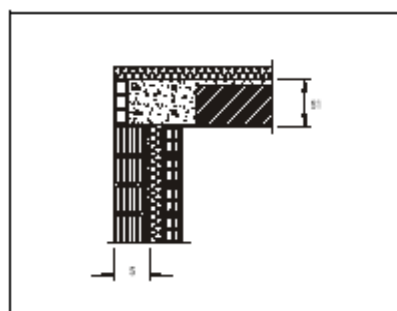
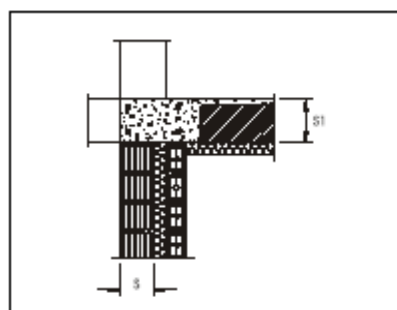
PV 6 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DAL BASSO CORDOLO CON TAVELLA A 3/4 SERIE DI FORI (> 7,5 cm)							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
25 - 29	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.22
30 - 34	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.22
35 - 40	0.11	0.13	0.15	0.16	0.18	0.20	0.21

PV 7 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DALL'ALTO CORDOLO SEMPLICE O CON TAVELLA O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
25 - 29	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.22	0.24
30 - 34	0.08	0.11	0.13	0.16	0.17	0.19	0.21
35 - 40	0.07	0.10	0.12	0.14	0.15	0.17	0.19

Figura 177: Ponti Termici

SI 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO CORDOLO SEMPLICE O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.28	0.31	0.35	0.37	0.39	0.43	0.46
15 - 19	0.26	0.30	0.32	0.35	0.37	0.40	0.43
20 - 25	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.38	0.41

SI 2 : ISOLAMENTO INTERMEDIO CORDOLO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.18	0.22	0.25	0.28	0.30	0.32	0.34	0.37	0.40
15 - 19	0.17	0.20	0.23	0.27	0.28	0.30	0.32	0.35	0.37
20 - 25	0.16	0.19	0.22	0.25	0.26	0.28	0.30	0.33	0.35

SI 3 : ISOLAMENTO RIPARTITO CORDOLO SEMPLICE O BALCONE									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.14	0.18	0.22	0.25	0.29	0.32	0.36	0.39	0.43
25 - 29	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29	0.33	0.36	0.39
30 - 34	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36
35 - 40	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33

SI 4 : ISOLAMENTO RIPARTITO CORDOLO CON TAVELLA A 1/2 SERIE DI FORI									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.35
25 - 29	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33
30 - 34	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30
35 - 40	0.09	0.12	0.14	0.16	0.19	0.21	0.23	0.26	0.28

SI 5 : ISOLAMENTO RIPARTITO CORDOLO CON TAVELLA A 3/4 SERIE DI FORI (> 7.5 cm)									
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 29	0.08	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.23	0.25
30 - 34	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24
35 - 40	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21	0.23

(*) NOTA: TUTTI I SOLAI SONO IN LATERO-CEMENTO e CORDOLO CLS

Figura 178: Ponti Termici

SF 1 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DALL'ALTO IL MURO PROSEGUE - CORDOLO O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.21	0.24	0.27	0.29	0.31	0.34	0.37
15 - 19	0.20	0.23	0.25	0.28	0.30	0.32	0.35
20 - 25	0.19	0.22	0.24	0.26	0.28	0.31	0.33

SF 2 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DALL'ALTO - TERRAZZO PIANO - CORDOLO SEMPLICE O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.18	0.21	0.23	0.26	0.29	0.31	0.35
15 - 19	0.17	0.20	0.22	0.25	0.28	0.29	0.33
20 - 25	0.16	0.19	0.21	0.23	0.26	0.28	0.31

SF 3 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DALL'ALTO - TERRAZZO PIANO CORDOLO CON TAVELLA 1/2 SERIE DI FORI							
S \ S1	10	12.5	15	17.5	20	22.5	25
10 - 14	0.16	0.18	0.20	0.23	0.25	0.27	0.30
15 - 19	0.15	0.17	0.19	0.22	0.24	0.25	0.28
20 - 25	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26

SF 4 : ISOLAMENTO INTERMEDIO E DAL BASSO TERRAZZO O MURO - CORDOLO O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
10 - 14	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.26	0.28
15 - 19	0.12	0.15	0.17	0.20	0.21	0.23	0.25
20 - 25	0.11	0.14	0.16	0.18	0.19	0.21	0.23

SF 5 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DALL'ALTO - IL MURO PROSEGUE CORDOLO O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.36
25 - 29	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.34
30 - 34	0.17	0.20	0.22	0.25	0.27	0.30	0.32
35 - 40	0.16	0.19	0.21	0.24	0.26	0.28	0.30

(*) NOTA: TUTTI I SOLAI SONO IN LATERO-CEMENTO e CORDOLO CLS

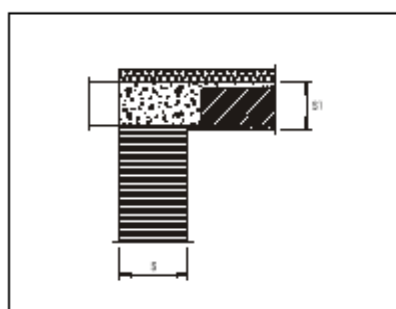
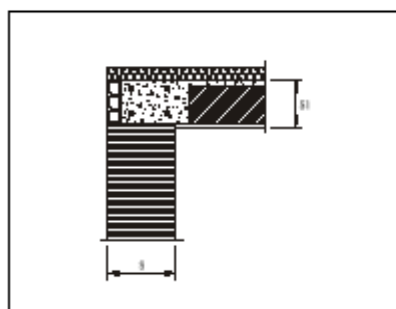
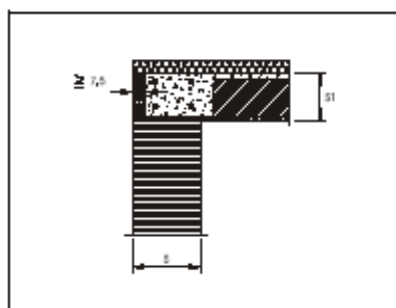
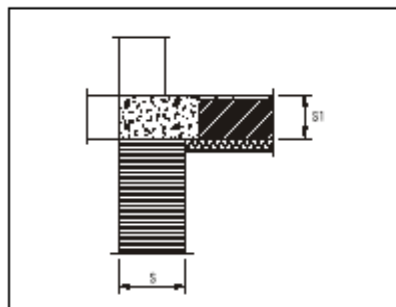
Figura 179: Ponti Termici

SF 6 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DALL'ALTO - TERRAZZO PIANO - CORDOLO SEMPLICE O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.16	0.19	0.21	0.24	0.27	0.29	0.32
25 - 29	0.15	0.17	0.19	0.22	0.24	0.26	0.29
30 - 34	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.24	0.27
35 - 40	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.25

SF 7 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DALL'ALTO - TERRAZZO PIANO - CORDOLO CON TAVELLA 1/2 SERIE DI FORI							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
20 - 24	0.13	0.15	0.17	0.20	0.22	0.24	0.26
25 - 29	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24
30 - 34	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	0.22
35 - 40	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.21

SF 8 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DALL'ALTO - TERRAZZO PIANO - CORDOLO CON TAVELLA 3/4 SERIE DI FORI							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
25 - 29	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.18	0.19
30 - 34	0.09	0.11	0.12	0.14	0.15	0.17	0.18
35 - 40	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17

SF 9 : ISOLAMENTO RIPARTITO E DAL BASSO TERRAZZO O MURO - CORDOLO O BALCONE							
S \ S1	15	17.5	20	22.5	25	27.5	30
25 - 29	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.22	0.24
30 - 34	0.08	0.11	0.13	0.16	0.17	0.19	0.21
35 - 40	0.07	0.10	0.12	0.14	0.15	0.17	0.19

Figura 180: Ponti Termici

Scambi termici tra edificio e terreno

La norma UNI-10346 analizza in modo adeguato i meccanismi di scambio termico che intervengono nella trasmissione di energia attraverso il pavimento in presenza di terreno.

Tale metodologia introduce alcuni elementi di incertezza per quanto riguarda il calcolo delle "*dispersioni di punta*". Pertanto si illustra qui una procedura per il calcolo di tali dispersioni.

I processi di scambio termico che intervengono tra il pavimento di un ambiente e lo spazio circostante sono normalmente considerati in misura minore rispetto a quelli cui sono soggetti gli componenti dell'involucro edilizio in pratica si e sempre data poca importanza all'influenza che tali scambi hanno sulle prestazioni complessive. Questo può essere inteso come conseguenza del fatto che l'entità dei flussi in gioco è generalmente meno rilevante di altri, che il calcolo del loro valore presenta una certa difficoltà legata sia alle caratteristiche del campo termico che si stabilisce nella regione soggetta agli scambi termici, sia alla scarsa disponibilità di dati relativi alle proprietà termofisiche dei terreni. La norma *UNI-10346* stabilisce il metodo di calcolo per gli scambi di energia termica tra terreno ed edificio

Al suo interno viene descritto il procedimento per la determinazione dell'energia trasmessa, su base mensile attraverso i componenti di un involucro edilizio a contatto termico con il terreno, da utilizzarsi nel calcolo dell'energia complessivamente scambiata per trasmissione attraverso l'involucro di un edificio con l'ambiente circostante durante il periodo di riscaldamento.

Le tipologie costruttive considerate sono le seguenti:

- edifici con pavimento al livello del terreno esterno.
- edifici con pavimento su spazio aerato;
- edifici con pavimento interrato.

È fatto obbligo di utilizzare tale metodo nel calcolo dell'energia termica stagionale dispersa dall'edificio ai fini del calcolo del fabbisogno energetico normalizzato (*FEN*).

Il calcolo della potenza di punta necessaria per la valutazione del C_d (*coefficiente di dispersione volumico* di progetto) va fatto in modo dissimile da quello del fabbisogno energetico; la norma di riferimento è in questo caso la *UNI-7357/74*. In particolare il metodo proposto dalla norma *UNI-10346* per la valutazione del coefficiente di dispersione termica tra ambiente e terreno (*Hg*) non deve essere utilizzato per la valutazione della potenza di progetto (fa eccezione il caso di pavimento su spazio aerato non previsto dalla *UNI-7357/74*).

E necessario rilevare che la norma *UNI 7357/74* prevede modi di calcolo delle dispersioni per:

- muri addossati al terreno (7.3.1);
- pavimenti posati sul terreno (7.3.2);

Come si può immediatamente osservare, se si esclude il caso di pavimento a livello del terreno, per le altre casistiche progettuali le due normative prevedono soluzioni diverse, almeno per quanto riguarda il metodo.

La *UNI-10346* rimane comunque la norma più completa e, in ogni caso, obbligatoria per il calcolo del fabbisogno energetico Volendo allineare il metodo per il calcolo della potenza di punta con quello per il calcolo delle dispersioni energetiche mensili nasce il problema di eliminare la dualità della metodologia di calcolo. Una medesima modalità operativa, oltre a semplificare il lavoro del progettista, consente di ridurre eventuali errori di valutazione dovuti ad un approccio con metodologie operative diverse. Consideriamo come già acquisito quanto indicato nella norma *UNI-10346* e, con le conoscenze a disposizione, tentiamo di ricavare algoritmi validi per il calcolo delle dispersioni di punta nei tre casi previsti (*pavimento su terreno, su spazio aerato, piano interrato*). Il simbolo *U* adottato per rappresentare il coefficiente di trasmissione termica globale è equivalente al simbolo K adottato nella *UNI-7357/74*.

Pavimenti Appoggiati Sul Terreno

Sono considerati tali i pavimenti appoggiati direttamente sul terreno e situati allo stesso livello o in prossimità del livello della superficie del terreno esterno. Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di due termini: attraverso il sottosuolo e verso l'ambiente esterno.

La somma dei due termini da origine alle dispersioni totali:

$$Q_t = Q_p + Q_b$$

Le dispersioni di calore del pavimento verso il sottosuolo sono proporzionali alla differenza fra la temperatura interna del locale, t_i, e la temperatura dell'acqua delle falde superficiali, t_f (10÷15 °C).

La superficie interessata è l'intera superficie del pavimento. Tali dispersioni, Q_p, si calcolano mediante la relazione:

$$Q_p = U_p \cdot A \cdot \left(t_i - t_f\right)$$

ove:

- Up è la trasmittanza termica equivalente del terreno;
- *A* è l'area del pavimento.

Per il calcolo dei coefficiente U_p, si utilizza la seguente formula:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{1}{C}}$$

dove:

- U è la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- C è la conduttanza del terreno: in regime stazionario un valore accettabile di tale variabile è di circa 1.744 *W/m²K.*

Le dispersioni di calore dei pavimenti verso l'ambiente esterno restano proporzionali alla differenza di temperatura (t_i - t_e) ma la superficie interessata è una striscia di pavimento (*per una larghezza di 2 metri*) adiacente ai muri esterni. Le dispersioni basilari, Q_b, si calcolano mediante l'espressione:

$$Q_b = U_b \cdot (P \cdot 2) \cdot (t_i - t_e)$$

dove:

- U_b è la trasmittanza equivalente;
- P è il perimetro interno del pavimento relativamente alle pareti esterne.

La trasmittanza equivalente U_b è data dalla relazione:

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{2}{\lambda'}}$$

essendo:

- U la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- λ' la conduttività del terreno umido che vale *2.5 kcal/(hm°C)* o *2.90 W/(mK).*

Pavimenti Su Spazio Aerato

Sono considerati tali i pavimenti costruiti sollevati dal suolo in modo da formare una camera d'aria col terreno. Tale camera d'aria, chiamata anche spazio sottopavimento, può essere ventilata oppure no, comunque non fa parte dello spazio abitabile. La procedura consente il calcolo dei coefficienti di dispersione per pavimenti in cui lo spazio è ventilato in modo naturale. Nella norma UNI 7357/74 non è previsto accenno a tale situazione. Si ricorre quindi alla equivalente procedura di calcolo delle dispersioni energetiche indicata nella UNI-10346 alla quale si rimanda per eventuali approfondimenti.

Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di tre termini:

- - attraverso il sottosuolo;
- - attraverso le pareti dello spazio sotto il pavimento;
- - per ventilazione dello spazio sotto il pavimento.

In Figura 181 si ha una schematizzazione dello scambio con spazio aerato.

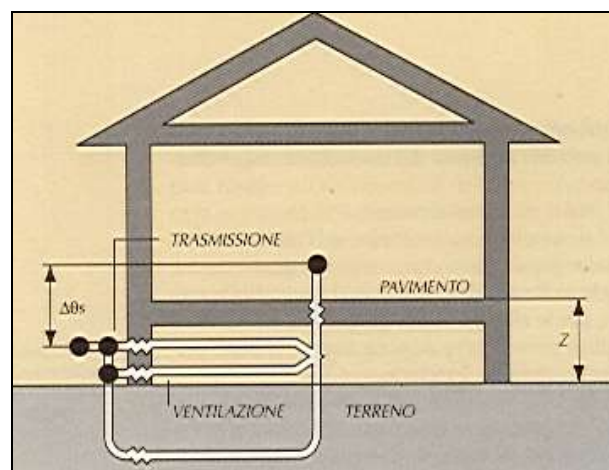



Figura 181: Trasmissione del calore con spazio aerato nel terreno

La potenza termica totale dispersa è data da un'equazione del tipo:

$$Q_p = U \cdot A \cdot (t_i - t_f)$$

dove:

- U è la trasmittanza termica globale tra l'ambiente interno e l'ambiente esterno;

· A è l'area del pavimento.

La trasmittanza termica globale è data da:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_p} + \frac{1}{U_x}}$$

dove:

· U_p è la trasmittanza termica del pavimento al di sopra dello spazio aerato;

· U_x è la trasmittanza termica equivalente tra lo spazio aerato e l'ambiente esterno e comprende i tre meccanismi di trasmissione menzionati sopra. Il coefficiente U_x è dato da:

$$U_x = U_g + 2 \cdot Z \cdot \frac{U_w}{B'} + 1450 \cdot \varepsilon \cdot v \cdot \frac{f_v}{B'}$$

dove:

· U_g è la trasmittanza termica del terreno;

· z è l'altezza del pavimento sul livello del terreno esterno (se varia lungo il perimetro del pavimento si deve assumere un valore medio;

· U_v è la trasmittanza termica delle pareti dello spazio aerato;

· B' è la dimensione caratteristica del pavimento;

· ε è l'area delle aperture di ventilazione per unità di perimetro dello spazio aerato;

· v è la velocità del vento;

· f_v è il coefficiente di protezione dal vento.

Il valore di U_g è dato da;

$$U_g = \frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot B' + d_t} \ln\left(\frac{\pi}{d_t} B' + 1\right)$$

Dove:

· d_t è lo spessore equivalente totale, di seguito definito.

La dimensione caratteristica del pavimento, B', è definita da:

$$B' = \frac{A}{\frac{P}{2}}$$

dove:

· P è il perimetro disperdente del pavimento.

Lo spessore equivalente totale d_t è dato da:

$$d_t = W + \lambda \cdot \left(R_{si} + R_p + R_{se}\right)$$

dove:

· w è lo spessore delle pareti perimetrali esterne dell'edificio;

· R_{si} è la resistenza termica superficiale interna;

· R_p è la resistenza termica del pavimento;

· R_{se} è la resistenza termica superficiale esterna.

Il coefficiente f_v mette in relazione la velocità del vento a 10 m di altezza (assunto in moto indisturbato) con quella a livello del terreno, tenendo conto della protezione offerta dagli edifici adiacenti ecc. Valori rappresentativi di f_v sono i seguenti:

Posizione	f_v
Protetta (centro città)	0.02
Media (periferie)	0.05
Esposta (zone rurali)	0.10

Tabella 72: Fattori correttivi f_i

Piano Interrato

E considerato tale un vano accessibile costruito in parte o interamente al di sotto del livello della superficie del terreno esterno. Questo spazio può essere riscaldato o non riscaldato.

Le procedure per il calcolo dei flussi termici verso il terreno nei piani interrati si applicano agli edifici in cui parte dello spazio abitabile si trova a livello inferiore a quello del terreno esterno. Il flusso termico (dispersioni) scambiato si compone di tre termini:

- - attraverso il sottosuolo;
- - verso l'ambiente esterno;
- - attraverso il muro addossato al terreno.

In figura si ha una schematizzazione dello scambio nell'ipotesi considerata. La somma dei tre termini da origine alle dispersioni totali:

$$Q_t = Q_p + Q_b + Q_w$$

Le dispersioni di calore del pavimento verso il sottosuolo sono proporzionali alla differenza fra la temperatura interna del locale, t_i, e la temperatura dell'acqua delle falde superficiali, t_f, (10÷ 15 ^{0}C).

La superficie interessata è l'intera superficie del pavimento. Tali dispersioni, Q_p, si calcolano con:

$$Q_p = U_p \cdot A \cdot \left(t_i - t_f\right)$$

dove:

- U_p è la trasmittanza termica equivalente del terreno;
- A è l'area del pavimento.

Per Il calcolo del coefficiente U_p si utilizza la seguente formula:

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{1}{C}}$$

dove:

- U è la trasmittanza unitaria normale del pavimento;
- C è la conduttanza del terreno; in regime stazionario. Un valore accettabile di tale variabile è di 1.5 *kcal/(h.m.*^{0}*C)* o 1.740 *W/(mK)*.

Le dispersioni di calore dei pavimenti verso l'ambiente esterno restano proporzionali alla differenza di temperatura (t_i-t_e), ma la superficie interessata è una striscia di pavimento adiacente ai muri interrati (se trattasi del pavimento di un locale parzialmente o totalmente interrato).

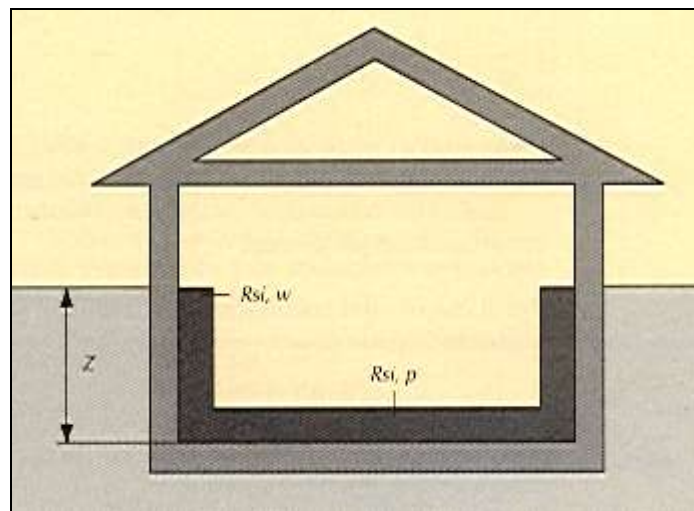
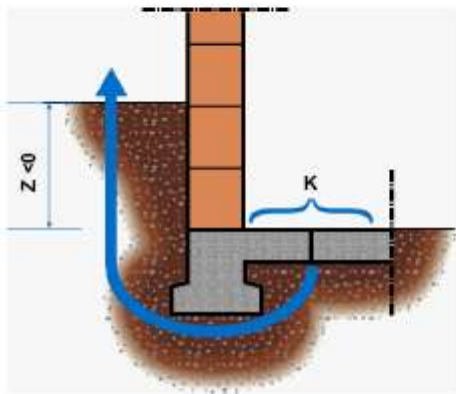
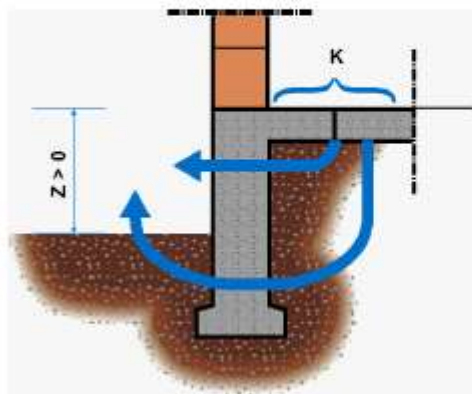



Figura 182: Scambi termici con piano interrato.

Le dispersioni basilari, Q_b, si calcolano mediante l'espressione:

$$Q_b = U_b \cdot \left[P \cdot (2 - z)\right]\left(t_i - t_e\right)$$

dove:

- U_b è la trasmittanza equivalente.
- P il perimetro interno del pavimento relativamente alle pareti esterne;
- z è la profondità, in metri, della parete interrata (se varia lungo il perimetro del pavimento si deve assumere un valore medio).

5- PARETI CONTRO TERRA

Codice	Sezione schematica	k (W/m K)
	Le dispersioni termiche attraverso la parete controterra interessano essenzialmente strisce di superficie localizzata lungo il perimetro di collegamento tra pareti verticali e orizzontali (muri e solai), e quindi si valutano come mi ponti termici.	
5.1	Solaio inferiore su terrapieno o interrato	
5.1a		

Il coefficiente k è funzione della differenza di livello Z tra la faccia superiore del solaio e il suolo. Z è negativo se il solaio è sotto al livello del suolo (fig. C), positivo nel caso contrario (fig. D).

Z m	k
Inferiore a – 6,00	0
da – 6,00 a – 4,05	0,20
da – 4,00 a – 2,55	0,40
da – 2,50 a – 1,85	0,60
da – 1,80 a – 1,25	0,80
da – 1,20 a – 0,75	1,00
da – 0,70 a – 0,45	1,20
da – 0,40 a – 0,25	1,40
da – 0,20 a -+ 0,25	1,75
da 0,25 a 0,40	2,10
da 0,45 a 1,00	2,35
da 1,05 a 1,50	2,55

Figura 183: Ponti Termici nei pavimenti

La trasmittanza equivalente U_b è data da:

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{2}{\lambda'}}$$

essendo:

- U la trasmittanza unitaria normale del pavimento:
- λ' la conduttività del terreno umido che vale 2.5 kcal/(h.m.^{0}C) o 2.90 W/(m.K).

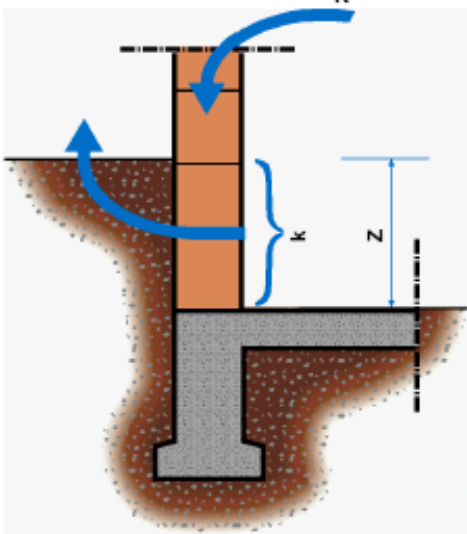
Le dispersioni di calore attraverso i muri addossati al terreno restano proporzionali alla differenza di temperatura (t_i-t_e) e si calcolano con l'equazione:

$$Q_w = U_w \cdot (P \cdot z)(t_i - t_e)$$

ove:

- U_w è la trasmittanza equivalente, data da :

$$U_w = \frac{1}{\frac{1}{U} + \frac{z}{\lambda'}}$$

Quanto sopra detto rappresenta una elaborazione unitaria dei disperdimenti attraverso il terreno ed evidenziano una discreta complessità di calcolo superabile con l'utilizzo di programmi elettronici che rendono automatico il calcolo.

Pareti contro terra

Codice	Sezione schematica	k (W/m K)
5.2	Muri interrati	
5.2	Il coefficiente k (fig. E) è funzione della profondità dell'interramento Z e del coefficiente superficiale K del muro. fig. E	

K W/m K / Z m	0,40 a 0,49	0,50 a 0,64	0,65 a 0,79	0,80 a 0,99	1,00 a 1,19	1,20 a 1,49	1,50 a 1,79	1,80 a 1,19	2,20 a 2,59	2,60 a 3,09	3,10 a 3,70
Inferiore a – 6,00	1,40	1,65	1,85	2,05	2,25	2,45	2,65	2,80	3,00	3,20	3,40
Da – 6,00 a – 5,05	1,30	1,50	1,70	1,90	2,05	2,25	2,45	2,65	2,85	3,00	3,20
da – 5,00 a – 4,05	1,15	1,35	1,50	1,65	1,90	2,05	2,25	2,45	2,65	2,80	3,00
da – 4,00 a – 3,05	1,00	1,15	1,30	1,45	1,65	1,85	2,00	2,20	2,35	2,55	2,70
da – 3,00 a – 2,55	0,85	1,00	1,15	1,30	1,45	1,65	1,80	2,00	2,15	2,30	2,50
da – 2,50 a – 2,05	0,70	0,75	1,00	1,15	1,30	1,45	1.65	1,80	1,95	2,10	2,30
da – 2,00 a – 1,55	0,60	0,70	0,85	1,00	1,10	1,25	1,40	1,55	1,75	1,90	2,05
da – 1,50 a – 1,05	0,45	0,55	0,65	0,75	0,90	1,00	1,15	1,30	1,45	1,60	1,75
da – 1,00 a – 0,75	0,35	0,40	0,50	0,60	0,65	0,80	0,90	1,05	1,15	1,30	1,40
da – 0,70 a – 0,45	0,20	0,30	0,35	0,40	0,50	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,10
da – 0,40 a – 0,25	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,55	0,60	0,70
da – 0,20 a – 0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

(*) In questo caso le dispersioni si calcolano come se il muro fosse a contatto dell'ambiente esterno

Figura 184: Ponti Termici nei pavimenti

Caratterizzazione delle zone climatiche

Sia la *L. 10/91* oggi che la *L. 373/76* prima di essa suddividono il territorio italiano in sei zone climatiche caratterizzate dai *Gradi-Giorno* secondo la seguente tabella.

ZONA CLIMATICA	GRADI-GIORNO
A	≤ 600
B	601≤ 900
C	901 ≤ 1400
D	1401 ≤ 2100
E	2101 ≤ 3000
F	> 3000

Tabella 73: Definizione delle zone climatiche

Le norme *UNI-10344* e *UNI- 10349* fissano, per ciascun comune italiano, i GG (*Gradi-Giorno*), la temperatura esterna (minima e media stagionale) nonché i valori di radiazione solare.

MODULO PER IL CALCOLO DELLE DISPERSIONI TERMICHE

Ambiente N.	Destinazione d'uso	t_i (°C)	t_e (°C)

A - Potenza dispersa per il rinnovo dell'aria (Q_v)

N° ricambi d'aria (vol./ora)	Volume netto (m^3)	Q_v (W)

B - Potenza dispersa attraverso le superfici (Q_d)

N.	Descrizione	U (W/m²K)	S (m^2)	Δt (°C)	Or	M (%)	Q_d (W)
						ΣQ$_d$ (W)	

C - Potenza dispersa attraverso i ponti termici (Q_{pt})

N.	Descrizione	Ψ (W/mK)	L (m)	Δt (°C)	Or	M (%)	Q_{pt} (W)
						ΣQ$_{pt}$ (W)	

D - Riepilogo dispersioni e calcolo potenza termica

Q_v (W)	Q_d (W)	Q_{pt} (W)	ΣQ$_{(v,d,pt)}$ (W)	Magg. (%)	Q totale (W)

Tabella 74: Modulo semplificato di calcolo per i carichi termici

I GG sono definiti dalla relazione:

$$GG = \sum_{j=1}^{N} \left(t_{ri} - t_{e,j} \right) \qquad \text{per } t_{e,j} \le t_{ri} \qquad [233]$$

ove si ha il seguente simbolismo:

t_{ri} temperatura interna di riferimento, °C,
$t_{e,j}$ temperatura media esterna del *j.mo* giorno, °C,
N numero complessivo di giorni del periodo considerato.

La temperatura interna di riferimento in Italia è posta pari a 19 °C (per tenere conto degli apporti gratuiti), *N* e posto pari alla durata convenzionale del periodo di riscaldamento (funzione della zona climatica) che corrisponde ai giorni nei quali la temperatura media esterna resta inferiore a 12 °C.

Caratterizzazione delle capacità dispersive degli edifici

Le caratteristiche dispersive degli edifici sono sintetizzabili in un *coefficiente di dispersione volumico*[79] C_d dato dall'espressione:

$$C_d = \frac{\Phi_{trasmesso}}{V \cdot \Delta T_{progetto}} \qquad [234]$$

ove si ha:

$\Phi_{trasmesso}$ Flusso per trasmissione attraverso l'involucro, W,
V Volume lordo riscaldato, m^3,
$\Delta T_{progetto}$ Differenza di temperatura di progetto, $(t_i - t_e)$, °C

C_d rappresenta la potenza dispersa per trasmissione attraverso l'involucro, dato dalla somma dei disperdimenti attraverso le pareti e i ponti termici, per unità di volume riscaldato e per differenza di temperatura (fra interno a 20 °C ed esterno a temperatura t_e) di 1°C.

Rapporto S/V (Superficie disperdente/Volume)								
Gradi giorno	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
600	0.49	0.59	0.68	0.78	0.87	0.97	1.06	1.16
700	0.48	0.57	0.67	0.76	0.85	0.95	1.04	1.13
800	0.47	0.56	0.65	0.74	0.83	0.92	1.02	1.11
900	0.46	0.55	0.64	0.73	0.81	0.90	0.99	1.08
1000	0.45	0.54	0.62	0.71	0.80	0.88	0.97	1.05
1100	0.44	0.53	0.61	0.69	0.78	0.86	0.94	1.03
1200	0.44	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00
1300	0.43	0.51	0.58	0.66	0.74	0.82	0.90	0.98
1400	0.42	0.50	0.57	0.65	0.72	0.80	0.87	0.95
1500	0.41	0.48	0.56	0.63	0.70	0.78	0.85	0.93
1600	0.40	0.47	0.54	0.61	0.69	0.76	0.83	0.90
1700	0.39	0.46	0.53	0.60	0.67	0.74	0.81	0.88
1800	0.37	0.44	0.51	0.58	0.65	0.72	0.78	0.85
1900	0.36	0.43	0.50	0.56	0.63	0.70	0.76	0.83
2000	0.35	0.42	0.48	0.55	0.61	0.67	0.74	0.80
2100	0.34	0.40	0.47	0.53	0.59	0.65	0.72	0.78
2200	0.34	0.40	0.46	0.52	0.59	0.65	0.71	0.77
2300	0.33	0.39	0.46	0.52	0.58	0.64	0.71	0.77
2400	0.33	0.39	0.45	0.51	0.58	0.64	0.70	0.76
2500	0.32	0.38	0.45	0.51	0.57	0.63	0.70	0.76
2600	0.32	0.38	0.44	0.50	0.57	0.63	0.69	0.75
2700	0.31	0.37	0.44	0.50	0.56	0.62	0.68	0.75
2800	0.31	0.37	0.43	0.49	0.56	0.62	0.68	0.74
2900	0.30	0.36	0.43	0.49	0.55	0.61	0.67	0.74
3000	0.30	0.36	0.42	0.48	0.55	0.61	0.67	0.73

Tabella 75: Cd massimi previsti dal DPR 412/93

[79] Questa verifica viene cancellata dal D.Lgs 192/05 e sostituita dalla verifica delle trasmittanze delle pareti, solai, pavimenti e superfici vetrate che debbono essere inferiori, a secondo della zona climatica, ai valori limite superiori indicate dalla stessa nuova normativa (vedi più avanti). Si riporta in questa sede la verifica del Cd in attesa dei decreti attuativi del D.Lgs 192/05.

Il valore di progetto di C_d deve sempre risultare inferiore ad un $C_{d,max}$ che il DPR 412/93 impone in funzione del sito e del rapporto geometrico *S/V* fra *superficie disperdente* e *volume riscaldato*, come indicato nella tabella seguente.

Si definisce anche un *coefficiente di dispersione per ventilazione* definito dalla relazione:

$$C_v = \frac{n \cdot V \cdot c_a \cdot \rho \cdot \Delta T_p}{V \cdot \Delta T_a} = n \cdot c_a = 0.34 \cdot n \qquad \text{(S.I.)} \qquad [235]$$

ove *n* è il numero di ricambi orari desunto dalla tabella 10. Per le normali abitazioni è $n=0.5$ e pertanto $C_v=0.5 \times 0.34 = 0.17$ (W/m^3K). Si definisce poi un *coefficiente globale di perdita* la somma di C_d *e* di C_v , cioè:

$$C_g = C_d + C_v$$

Questo parametro caratterizza tutte le perdite (per dispersione e per ventilazione) di un edificio.

9.5.2 FASE 2: CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI

Il DPR 412/93 introduce il concetto che un edificio non possa utilizzare più di una quantità massima di energia per il riscaldamento invernale (o meglio per il periodo convenzionale di riscaldamento). Esso, quindi, definisce un *Fabbisogno Limite Normalizzato*[80] (*FEN*) per la climatizzazione invernale dato dalla relazione:

$$FEN = \frac{Q_{st}}{GG \cdot V} \qquad [236]$$

ove si ha:

- FEN Fabbisogno Energetico Normalizzato, kJ/m^3GG,
- Q_{st} Fabbisogno energetico convenzionale, *kJ*,
- GG Gradi Giorno del sito, °*Cgg*,
- V Volume lordo riscaldato, m^3.

In base alla precedente equazione il *Fabbisogno Limite Normalizzato* (*FEN*) è dato dall'energia primaria necessaria per mantenere gli ambienti alla temperatura di 20 °C, compresi un opportuno ricambio d'aria e l'energia per le apparecchiature ausiliarie (pompe, bruciatore, ..), per il periodo di riscaldamento fissato per la zona climatica di appartenenza. In pratica la *UNI-10344* indica le modalità di calcolo del *FEN* che deve tenere conto delle seguenti quantità di energia:

- Energia primaria immessa nella centrale termica (da gasolio, gas, energia elettrica);
- Apporti solari gratuiti forniti all'edificio;
- Apporti gratuiti dovuti a tutte le sorgenti interne (persone, cucine, elettrodomestici, illuminazione);
- Energia dispersa per trasmissione e ventilazione attraverso le pareti esterne dell'edificio;
- Energia dissipata per la distribuzione del calore e per la regolazione termica.

Il *DPR 412/93* prevede tre procedure di calcolo:

1. Metodo completo, detto *Metodo A*, da adottare per qualunque volumetria dell'edificio e che tiene conto di tutte le frazioni energetiche sopra indicate e in particolare valutando gli apporti energetici solari mese per mese;
2. Metodo intermedio, detto *Metodo B*, che valuta gli apporti gratuiti in modo semplificato;
3. Metodo semplificato, detto *Metodo C*, che può essere applicato solo per edifici aventi $V<1000$ m^3 e che trascura del tutto gli apporti gratuiti (solari e interni) valutando solo le dispersioni (con ventilazione), l'energia primaria e quella per distribuzione e regolazione. E' bene verificare che gli apporti gratuiti siano effettivamente trascurabili; si può, ad esempio, utilizzare la seguente condizione:

---

[80] Il D.Lgs 192/05 ha cancellato la verifica del FEN sostituendola con la verifica del fabbisogno energetico medio annuo (espresso in kWh/m².anno) che deve risultare inferire ad un valore limite ottenuto in funzione del rapporto S/V e della zona climatica, vedi nel prosieguo le tabelle.

$$\left(\frac{A_e I}{V}+a\right)\leq 0.2\cdot\left(C_d+0.34n\right)\left(t_i-t_{em}\right)$$

ove:

A_e area esterna dell'edificio, (m^2);

V Volume riscaldato dell'edificio, (m^3);

I irraggiamento solare medio nel mese considerato, (W/m^2);

a apporti gratuiti, (W/m^3);

C_d coefficiente di dispersione volumico, (W/m^3K);

n numero di ricambi orari;

Il *FEN* di progetto deve essere sempre inferiore ad una quantità di energia massima, detta FEN_{lim} che il *DPR 412/93* dice di calcolare mediante la relazione:

$$FEN_{\lim}=\left[\left(C_d+0.34n\right)-k_u\left(\frac{0.01\cdot I}{\Delta T_m}+\frac{a}{\Delta T_m}\right)\right]\frac{86.4}{\eta_g} \quad [237]]$$

ove vale il seguente simbolismo:

- C_d coefficiente di dispersione volumica dell'edificio, $W/m^3.K$
- n numero di ricambi orari, *1/h*,
- 0.34 calore specifico dell'aria per unità di volume, $Wh/m^3.K$
- I media oraria della radiazione solare, W/m^2,
- 0.01 valore convenzionale della superficie all'assorbimento solare totale per m^3, (W/m^3),
- a valore degli apporti interni, (W/m^3),
- k_u fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti,
- 86.4 costante di conversione da $W/m^2.K$ a $kJ/m^3.GG$
- η_g rendimento globale medio stagionale.

Il valore del *rendimento medio stagionale* è dato dalla relazione:

$$\eta_g=\left(65+3 Log\, P_n\right) \quad \% \qquad [238]$$

dove P_n è la potenza utile nominale del generatore (o del complesso di generatori) espressa in kW[81]. Come si vede il FEN_{lim} tiene conto di tutte le quantità di energia in gioco con riferimento ad edificio a comportamento ideale. Qualora risulti $FEN > FEN_{lim}$ occorre rivedere tutto il progetto essendo il *FEN* funzione di tutti i flussi energetici e del *Cd* che dipende, a sua volta, anche dal *fattore di forma S/V* e quindi dall'architettura dell'edificio.

9.5.3 LA VERIFICA ENERGETICA DELLA L. 10/91

L'applicazione della *L. 10/91* non è semplice dovendosi far riferimento a numerose norme tecniche[82] emesse a seguito del *DPR 412/93* (e ancora non del tutto complete!). Occorre effettuare numerosi calcoli, spesso ripetitivi e tediosi, secondo un algoritmo procedurale che qui si schematizza:

- Individuare il periodo di riscaldamento per data zona climatica secondo la seguente tabella:

Zona A	Zona B	Zona C	Zona D	Zona E	Zona F
121 Giorni	121 Giorni	137 Giorni	166 Giorni	180 Giorni	Senza Limite

Tabella 76: Periodo convenzionale di riscaldamento

[81] Il D.Lgs 192/05 modifica questa espressione nella seguente: $\eta_g=\left(75+3 LogP\right)$ rendendo questa verifica molto più difficile che in precedenza. Di fatto questo significa che si dovranno utilizzare generatori ad alto rendimento.

[82] Si tratta di *norme cogenti* e quindi obbligatorie per la progettazione definita *a regola d'arte*.

- Individuazione della destinazione d'uso dell'edificio secondo quanto indicato dal *DPR 412/93* e riporto nella seguente tabella 6. Per ciascuna tipologia il *DPR 412/93* prevede sia la temperatura interna di progetto (solitamente pari a 20 °C) che il numero di ricambi orari.
- Per data località ove l'edificio risiede valutare i parametri climatici essenziali: temperatura esterna media mensile, radiazione solare globale media mensile sui diversi orientamenti, velocità del vento. L'Italia è suddivisa in zone di vento secondo la mappa di figura 1. A ciascuna zona corrispondono velocità minime, massime e medie e direzioni prevalenti date dalle tabelle *CNR-UNI* alle quali si rimanda per un maggiore approfondimento.
- Suddivisione dell'edificio in *zone termiche* aventi ciascuna una determinata temperatura interna, qualora sussistano i presupposti della deroga dai 20 °C imposti *dal DPR 412/93*.
- Calcolo dei valori mensili dell'energia dispersa per trasmissione e ventilazione, Q_L, attraverso tutti gli elementi disperdenti.
- Calcolo degli apporti gratuiti medi mensili solari interni ed esterni, Q_{si} e Q_{se}, di ciascuna zona termica.
- Calcolo degli apporti gratuiti interni medi mensili, Q_i, di ciascuna zona.
- Calcolo del *Fattore di utilizzazione* degli apporti gratuiti (solari ed interni), η_g.
- Calcolo del fabbisogno energetico utile medio mensile per ciascuna zona, Q_h.
- Calcolo dei rendimenti che tengono conto dell'intermittenza, dell'attenuazione notturna (se presente) delle caratteristiche di emissione dei corpi scaldanti, η_e, e delle caratteristiche del sistema di regolazione termica, η_c.
- Calcolo del fabbisogno energetico mensile utile per ciascuna zona.
- Calcolo del fabbisogno energetico mensile utile dell'edificio, data dalla somma estesa a tutte le zone del fabbisogno energetico mensile utile di zona, come calcolato precedentemente.
- Calcolo dei rendimenti di distribuzione del fluido vettore, η_d, e del rendimento del generatore di energia primaria, η_p.
- Calcolo del fabbisogno medio mensile di energia primaria, Q.
- Calcolo dell'energia totale annua prodotta dal generatore.
- Calcolo del fabbisogno annuale di energia primaria.

Il calcolo di ciascuna grandezza sopra indicata richiede l'applicazione delle norme *UNI 10344* e *10349*. Queste risultano complesse e laboriose, come schematizzato nelle figure 2 e 3. Qui si fornisce un breve schema applicativo.

Calcolo dell'energia dispersa per trasmissione e ventilazione

Si applica la seguente relazione:

$$Q_L = \left(Q_T + Q_G + Q_U\right) + Q_V + Q_A \qquad [239]$$

ove vale il seguente simbolismo:

Q_T energia scambiata con l'aria esterna,

Q_G energia scambiata con il terreno,

Q_U energia scambiata con ambienti adiacenti non riscaldati,

Q_V energia per ventilazione,

Q_A energia totale scambiata con zone termiche a diversa temperatura.

Risultano poi:

$$Q_T = 86400 \cdot N \cdot H_T \cdot \Delta T \qquad [240]$$

ove è:

N numero giorni nel mese,

86400 numero di secondi in un giorno,

H_T coefficiente di trasmissione aria interna/aria esterna, *(W/K),*

ΔT differenza di temperatura fra aria interna ed esterna.

Il coefficiente H_T è dato dalla relazione:

$$H_T = \sum_{j=1}^{d} A_j U_j + \sum_{j=1}^{p} \psi_j l_j \qquad [241]$$

ove si ha:

d numero degli elementi dispersivi dell'edificio,

p numero dei ponti termici presenti,

A area della superficie di ciascun componente, m^2, netta o lorda,

U trasmittanza[83] termica di ciascun componente, (W/m^2K),

Ψ trasmittanza termica lineare del ponte termico, (*W/m.K*),

l lunghezza del ponte termico.

E.1 Edifici adibiti a residenza e assimilabili:
E.1 (1) abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo, quali abitazioni civili e rurali, collegi, conventi, case di pena, caserme;
E.1 (2) abitazioni adibite a residenza con occupazione saltuaria, quali case per vacanze, fine settimana e simili;
E.1 (3) edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari.

E.2 Edifici adibiti a uffici e assimilabili: pubblici o privati, indipendenti o contigui a costruzioni adibite anche ad attività industriali o artigianali, purché siano da tali costruzioni scorporabili agli effetti dell'isolamento termico.

E.3 Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili ivi compresi quelli adibiti a ricovero o cura di minori o anziani nonché le strutture protette per l'assistenza ed il recupero dei tossicodipendenti e di altri soggetti affidati a servizi sociali pubblici.

E.4 Edifici adibiti ad attività ricreative associative o di culto e assimilabili:
E.4 (1) cinema e teatri, sale di riunioni per congressi;
E.4 (2) mostre, musei e biblioteche, luoghi di culti;
E.4 (3) bar, ristoranti, sale da ballo.

E.5 Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili quali negozi, magazzini di vendita all'ingrosso o al minuto, supermercati, esposizioni.

E.6 Edifici adibiti ad attività sportive:
E.6 (1) piscine, saune e assimilabili;
E.6 (2) palestre e assimilabili;
E.6 (3) servizi di supporto alle attività sportive.

E.7 Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili.

E.8 Edifici adibiti ad attività industriali, artigianali e assimilabili

Tabella 77: Classificazione degli edifici

[83] Le norme UNI 10344 e 10349 utilizzano il simbolismo anglosassone per cui la trasmittanza ha il simbolo *U* anziché *K*. In effetti le norme sopra citate sono conformi alle norme europee EN e quindi la necessità di un simbolismo comune fra gli stati ha portato alla variazione citata.

Per i ponti termici si veda quanto già detto in precedenza con i coefficienti lineari.
Per l'energia scambiata con il terreno si ha la relazione:

$$Q_G = 86400 \cdot N \cdot H_G \cdot \Delta T_s \qquad [242]$$

ove, oltre al simbolismo già indicato, si ha:

- H_G coefficiente di trasmissione aria esterna - terreno, (*W/K*), vedi norma UNI-10346,
- ΔT_s differenza di temperatura interna-esterna media stagionale, (*K*).

Si osservi che l'applicazione della precedente relazione prescinde dalla presenza di acqua nel terreno ed è sempre riferita alle condizioni stazionarie. Per il calore di ventilazione vale la relazione:

$$Q_V = 86400 \cdot N \cdot H_V \cdot \Delta T \qquad [243]$$

ove è:

H_V coefficiente di infiltrazione e ventilazione, (*W/K*),

ΔT differenza di temperatura tra aria interna ed esterna, *(K)*.

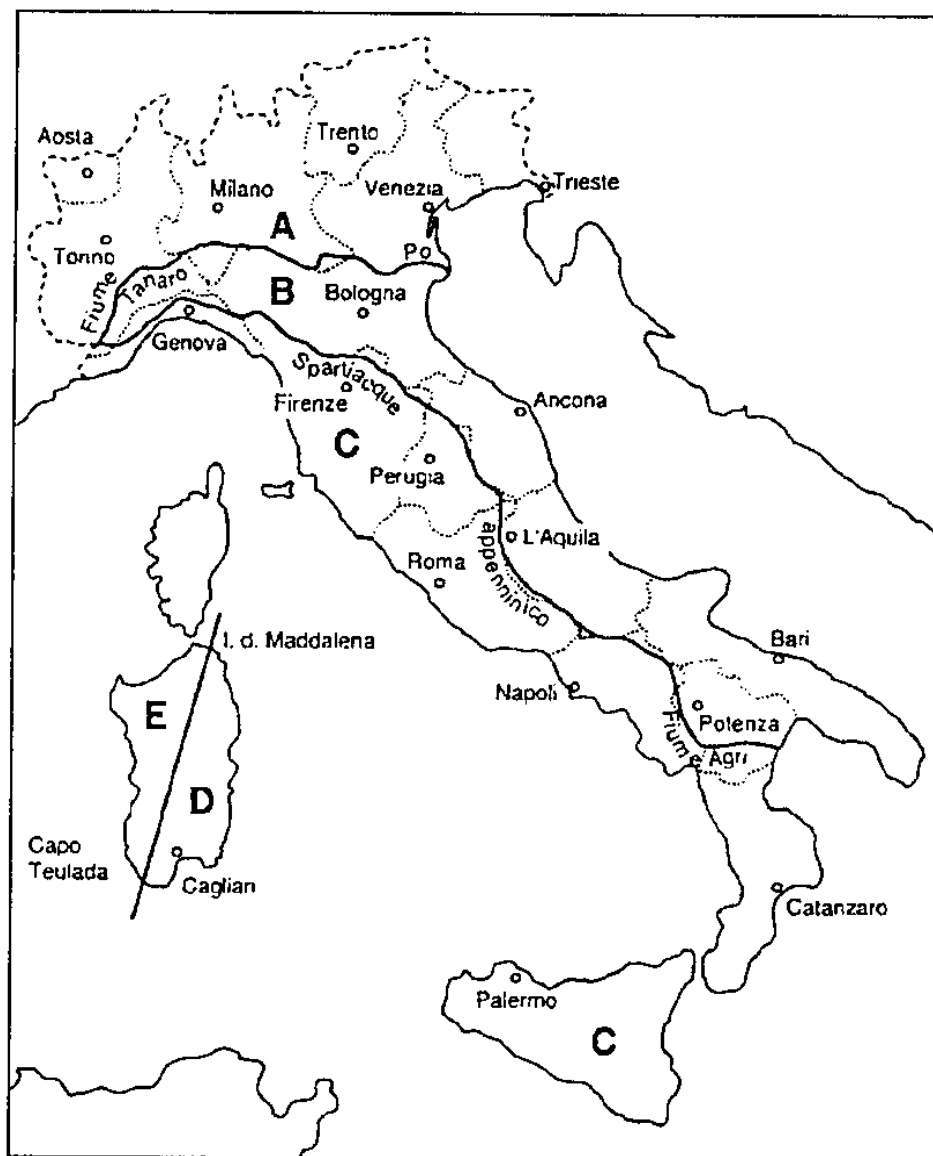



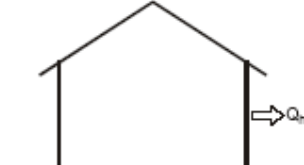
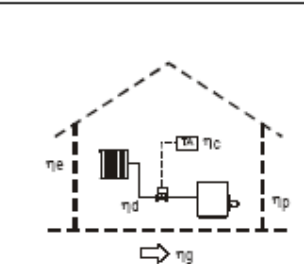
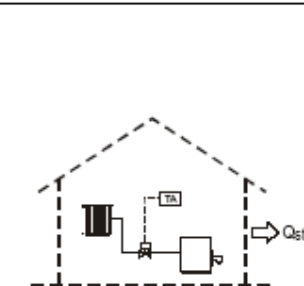
Figura 185: Zone del vento in Italia

EDIFICIO	Il calcolo sull'edificio senza considerare l'impianto determina Q_h (MJ)
	PERDITE $Q_L = Q_t + Q_u + Q_g + Q_v$ Q_L = TOTALE PERDITE (mensile) Q_t = Perdite per trasmissione verso l'esterno Q_u = Perdite per trasmissione verso locali non riscaldati Q_g = Perdite per trasmissione verso il terreno Q_v = Perdite per ventilazione
	GUADAGNI $Q_G = Q_s + Q_i$ Q_G = TOTALE GUADAGNI (mensili) Q_s = Guadagni per energia solare Q_i = Guadagni per apporti interni
	ENERGIA UTILE Q_h = Somma dei $Q_{h\,mensile}$ Q_h = Fabbisogno di energia utile dell'edificio per riscaldamento invernale $Q_{h\,mensile}$ = $Q_L - \eta \cdot Q_G$ = Fabbisogno di energia utile mensile dell'edificio η = Fattore di utilizzazione dei guadagni
IMPIANTO	Il calcolo sull'impianto determina η_g
	RENDIMENTO $\eta_g = \eta_e \cdot \eta_c \cdot \eta_d \cdot \eta_p$ η_g = Rendimento globale medio stagionale η_e = Rendimento di emissione * η_c = Rendimento di regolazione * η_d = Rendimento di distribuzione * η_p = Rendimento di produzione medio stagionale ** * *Dipendono dal tipo impianto e dagli apparecchi utilizzati* ** *Dipende dalle caratteristiche del generatore ed i modo considerevole dal confronto tra potenza del generatore e Energia Q_h mensile*
SISTEMA EDIFICIO +IMPIANTO	Il calcolo sul sistema edificio + impianto determina Q_{st}
	ENERGIA PRIMARIA $Q_{st} = \frac{Q_{hvs}}{\eta_g}$ (MJ) Q_{st} = Fabbisogno di energia primaria del sistema edificio + impianto per riscaldamento invernale Q_{hvs} = Fabbisogno di energia utile che tiene conto del regime di funzionamento (continuo, attenuato, intermittente) $FEN = \frac{Q_{st}}{GG \cdot V}$ V = Volume GG = Gradi Giorno FEN = Fabbisogno di Energia Normalizzato

Figura 186: Schema semplificato proposto dalle UNI-10344 e 10348

Il coefficiente di ventilazione ed infiltrazione è dato dalla relazione:

$$H_V = c_p \rho \varphi$$

ove è:

C_p calore specifico a pressione costante dell'aria, *1000 J/(kg.K)*,

ρ densità dell'aria, *(1.2 kg/m³),*

φ portata volumetrica dell'aria, (*m³/h*) che può essere posta pari a $\varphi = nV$ con *n* numeri di ricambi orari e *V* volume dell'ambiente.

L'energia scambiata con ambienti a temperatura diversa da quella della zona in elaborazione è data dalla relazione:

$$Q_U = 86400 \cdot N \cdot H_{ie} \cdot \Delta T \qquad [244]$$

ove è:

H_{ie} coefficiente di dispersione termica equivalente fra ambienti non riscaldati, (*W/K*),

ΔT differenza di temperatura tra aria interna ed esterna, *(K)*.

Il coefficiente di dispersione termica equivalente fra ambienti non riscaldati, H_{ie}, deve tenere conto dei disperdimenti fra zona riscaldata e zona non riscaldata e da quest'ultima con l'ambiente esterno, secondo quanto indicato dalle *UNI 10344* e *10349*. Per il calore scambiato con zone a temperatura fissa diversa da quella della zona in elaborazione si applica la relazione:

$$Q_A = 86400 \cdot N \cdot \sum_{j=1}^{q} \left(H_a \Delta T_a \right)_j \qquad [245]$$

ove vale il simbolismo:

q numero delle zone a temperatura fissa che scambiano calore con la zona in esame,

Ha coefficiente di trasmissione fra zona in esame e ciascuna zona adiacente a temperatura fissa, (*W/K*),

ΔT_a differenza di temperatura tra l'ambiente esaminato e quello della *j.ma* zona adiacente, (*K*).

Calcolo degli apporti gratuiti

Gli apporti gratuiti sono quei contributi d'energia che non derivano dall'impianto di riscaldamento e che provengono da sorgenti interne (persone, illuminazione, cucine, macchinari, …) e dall'esterno (radiazione solare, riscaldamento passivo, …). Non è facile calcolare questi apporti poiché essi dipendono anche dal profilo d'uso degli ambienti (accensione dell'illuminazione, chiusura/apertura delle serrande, accensione di macchinari, presenza di persone all'interno degli ambienti in determinati orari, …). Si cerca, quindi, di effettuare un calcolo fittizio supponendo un profilo d'uso standard per data tipologia di edifici (abitazioni, scuole, ospedali, …).

Il valore degli apporti gratuiti delle sorgenti interne è dato da:

$$Q_I = \sum_{j=1}^{s} Q_{I,j} \qquad [246]$$

ove è:

s numero delle sorgenti interne,

$Q_{I,J}$ *apporto energetico gratuito di ciascuna sorgente,* (J/mese*)*.

Il calcolo degli apporti gratuiti può essere fatto sia in modo analitico (conoscendo l'esatto profilo d'uso degli ambienti) che forfettario mediante la seguente Tabella 78 desunta dalla norma UNI-10344.

Utilizzazione	Apporti gratuiti globali	Unità di misura
Appartamento di superficie lorda in pianta < 200 m²	6.25 – 0.02 S	W/m²
Appartamento di superficie lorda in pianta > 200 m²	450	W
Edifici adibiti ad uffici	6	W/m²
Edifici adibiti ad attività commerciali	8	W/m²

Tabella 78: Valori medi degli apporti gratuiti

Il valore degli apporti gratuiti per energia solare dipende dal sito (latitudine e radiazione media mensile) e dalle caratteristiche termofisiche dei componenti edilizi sia opachi che trasparenti.

In particolare si utilizza la relazione:

$$Q_S = N \cdot \sum_{j=1}^{c} q_{s,j} \left(\sum_{i=1}^{v} A_{e,i} \right) \qquad [247]$$

con il simbolismo:

N numeri di giorni del mese,

e numero di esposizioni,

v numero di superfici per esposizione,

q_s radiazione globale giornaliera media mensile sulla parete avente esposizione *j*,

$A_{e,i}$ area equivalente della superficie avente esposizione *i*.

Il valore medio mensile della radiazione globale giornaliera per le diverse esposizioni è data dalla norma *UNI-10349*. Gli apporti gratuiti solari si suddividono in due categorie:

- Q_{se} apporti dovuti alle radiazioni solari sulle superfici opache,
- Q_{si} apporti dovuti alle radiazioni solari sulle superfici trasparenti.

Per gli apporti delle pareti opache vale la relazione, per la generica parete:

$$A_{e,i} = F_{s,i} Fe_{r,i} A_i \alpha_i \, U_i / h_e \qquad [248]$$

ove si ha il simbolismo:

α fattore di assorbimento della radiazione solare,

h_e coefficiente superficiale di scambio termico esterno, (W/m^2K),

U trasmittanza termica della parete, (W/m^2K),

F_{er} fattore d'angolatura della radiazione solare sulla parete *i-ma*,

Fs fattore di schermatura della parete *i.esima*.

Per i fattori di assorbimento si possono considerare i seguenti valori:

Colore chiaro	α =0.3
Colore medio	α =0.5
Colore scuro	α =0.8

Tabella 79: Fattori di correzione per i colori

Per i fattori di incidenza della radiazioni solari si possono considerare i seguenti valori:

Superfici orizzontali	F_{er} =0.8
Superfici inclinate	F_{er} =0.9
Superfici verticali	F_{er} =1.0

Tabella 80: Fattori di utilizzazione

Il fattore di schermatura, F_s, va calcolato in funzione dell'orografia del terreno e della disposizione degli edifici viciniori. La UNI-10349 fornisce anche una metodologia di calcolo che tiene conto anche della eventuale presenza di componenti passivi (muro *Trombe*, serra addossata, collettori solari ad aria, …). Per gli apporti gratuiti dovuti alle superfici trasparenti si utilizza la relazione, per la generica vetrata:

$$A_{e,i} = F_{s,i} F_{c,i} F_{f,i} g_i A_i \qquad [249]$$

con il simbolismo:

F_s fattore ombre portate da ostruzioni esterne,

F_c fattore di riduzione per schermi interni e/o esterni,

F_f fattore di riduzione per l'area del telaio del componente vetrato,

g fattore di trasmissione solare,

A area dell'apertura vetrata, (m^2).

La *UNI-10344* fornisce i valori dei fattori di schermatura F_s ed F_c. Il fattore di riduzione del telaio può essere assunto pari a 0.87 mentre il fattore di trasmissione solare, g, può essere desunto dalla seguente Tabella 81. Per il calcolo del *fattore di utilizzazione* degli apporti gratuiti, η_u, occorre valutare gli effettivi contributi degli apporti solari e di quelli interni. Indichiamo con γ il rapporto fra gli apporti solari più quelli interni (Q_S+Q_I) e l'energia globalmente dispersa (trasmissione e ventilazione) ridotta del contributo degli apporti solari esterni, Q_{se}.

Tipo di Vetro	Fattore di trasmissione
Vetro singolo	0.82
Vetro singolo selettivo	0.66
Vetro doppio normale	0.70
Vetro con rivestimento selettivo pirolitico	0.64
Doppio vetro con rivestimento selettivo catodico	0.62
Triplo vetro normale	0.60
Triplo vetro con rivestimento selettivo pirolitico	0.55
Triplo vetro con rivestimento selettivo catodico	0.53

Tabella 81: Fattori di trasmissione per le tipologie di vetri

In pratica indichiamo con:

$$\gamma = \frac{Q_{Si} + Q_I}{Q_L - Q_{Se}}$$

Allora risulta, per γ=1:

$$\eta_u = \frac{\tau}{\tau + 1}$$

e per γ≠ 1 si ha:

$$\eta_u = \frac{1 - \gamma^{\tau}}{1 - \gamma^{\tau+1}}$$

ove τ è legato alla costante di tempo t_C dell'edificio:

$$t_C = \frac{C}{H_K \cdot 3600}$$

dalla relazione:

$$\tau = 1 + \frac{t_C}{16}$$

La costante di tempo t_c è legata alla capacità C che a sua volta è legata alla *massa efficace* M che dipende dal tipo di materiali delle pareti e dei pavimenti secondo la seguente Tabella 82. Infine H_K è definito dalla relazione:

$$H_K = \frac{Q_L}{86400 \cdot N \cdot \Delta T}$$

e precisamente è:

$$C = M \cdot c \cdot \left(A_d + 0.06 \frac{n_p - 1}{n_p} \right)$$

con :

c calore specifico di riferimento pari a 1000 J/kg.K;

A_d superficie esterna dell'involucro, (m²);

n_p numero dei piani.

Caratteristiche costruttive dei componenti edilizi				Numero dei piani		
Intonaci	Isolamento	Pareti esterne	Pavimenti	np=1	np=2	np≥3
				Valori di *M* [kg/m²]		
gesso	interno	qualsiasi	tessile	75	75	85
gesso	interno	qualsiasi	legno	85	95	105
gesso	interno	qualsiasi	piastrelle	95	105	115
gesso	assente/esterno	legg./blocchi	tessile	95	95	95
gesso	assente/esterno	medie/pesanti	tessile	105	95	95
gesso	assente/esterno	legg./blocchi	legno	115	115	115
gesso	assente/esterno	medie/pesanti	legno	115	125	125
gesso	assente/esterno	legg./blocchi	piastrelle	115	125	135
gesso	assente/esterno	medie/pesanti	piastrelle	125	135	135
malta	interno	qualsiasi	tessile	105	105	105
malta	interno	qualsiasi	legno	115	125	135
malta	interno	qualsiasi	piastrelle	125	135	135
malta	assente/esterno	legg./blocchi	tessile	125	125	115
malta	assente/esterno	medie	tessile	135	135	125
malta	assente/esterno	pesanti	tessile	145	135	125
malta	assente/esterno	pesanti	tessile	145	135	125
malta	assente/esterno	legg./blocchi	legno	145	145	145
malta	assente/esterno	medie	legno	165	155	155
malta	assente/esterno	pesanti	legno	165	165	165
malta	assente/esterno	legg./blocchi	piastrelle	145	155	155
malta	assente/esterno	medie	piastrelle	155	165	165
malta	assente/esterno	pesanti	piastrelle	165	165	165

Tabella 82: Masse efficaci per il calcolo della costante di tempo dell'edificio

Calcolo dell'energia utile

L'energia utile, cioè il fabbisogno mensile per il riscaldamento dell'edificio è data dalla relazione:

$$Q_h = (Q_L - Q_{Se}) - \eta_{ig}(Q_I - Q_{Si}) \qquad [250]$$

ove η_{ig} è il *fattore di utilizzazione* degli apporti gratuiti che tiene conto dell'inerzia dell'edificio e del rapporto fra i guadagni e le perdite specifiche del mese. In pratica non tutta l'energia gratuita viene utilizzata per effetto di dispersioni e/o proprietà termofisiche dell'edificio. Per il periodo di riscaldamento si può fare riferimento a quello convenzionale o reale, definito in base al calcolo dei GG (gradi giorno). Il fabbisogno stagionale è la somma dei fabbisogni mensili $\sum Q_h$.

Intermittenza dell'impianto di riscaldamento

L'accensione o lo spegnimento degli impianti di riscaldamento comporta sempre del tempo e pertanto la temperatura media degli ambienti, calcolata nel periodo di accensione, risulta inferiore a quella di progetto (supposta, invece, costante). Il valore Q_{hvs} è dato dalla relazione:

$$Q_{hvs} = k\left[F_{il}\left(Q_L - Q_{Se}\right) - \eta_u F_{ig}\left(Q_I + Q_{Si}\right)\right] \qquad [251]$$

ove k è un fattore che dipende dal tipo di funzionamento dell'impianto (attenuazione notturna, spegnimento, ..) e non può mai essere minore di 1, mentre F_{il} e F_{ig} sono parametri che dipendono dalla costante di tempo dell'edificio, dal tipo di terminali utilizzati (radiatori, convettori, …) e forniti dalla *UNI 10344*.

Il fabbisogno di energia, Q_{hvs}, è inferiore a Q_h (per ciascun mese e per ciascuna zona).

L'entità della riduzione dipende:

- dall'inerzia termica dell'edificio data da $C = \sum_i^P m_i c_{pi}$ ove m_i è la massa di ogni parete, c_{pi} è il calore specifico della singola parete e P è il numero di pareti dell'edificio.
- dal periodo dell'anno e quindi dal mese considerato,
- dalla durata del periodo di spegnimento o di attenuazione notturna e dalla temperatura media interna degli ambienti.

Fabbisogno utile mensile

Noto il fabbisogno mensile Q_{hvs} si può calcolare il fabbisogno utile mensile in condizioni reali di funzionamento, Q_{hr}, dato dalla relazione:

$$Q_{hr} = \frac{Q_{hvs}}{\eta_e \eta_c} \qquad [252]$$

ove i rendimenti di emissione dei terminali, η_e, e di regolazione, η_c, possono essere calcolati in funzione della tipologia di impianto selezionato in conformità a quanto prescritto dalla *UNI 10348*. In particolare si hanno le seguenti tabelle:

Terminale	Rendimento di emissione, η_e
Termoconvettori	0,99
Ventilconvettori	0,98
Bocchette aria	0,97
Radiatori	0,96
Pannelli Radianti	0,96

Tabella 83: rendimenti di emissione

	Rendimento di regolazione	
Sistema	**Radiatori, Convettori**	**Pannelli radianti**
Singolo Ambiente	0,94	0,90
Climatizzazione per singolo ambiente	0,98	0,96
Zona	0,97	0,94
Climatizzazione per zona	0,98	0,96

Tabella 84: Rendimenti di regolazione

Noti i rendimenti sopra indicati si può calcolare il *rendimento globale medio stagionale* dell'impianto, η_g, che è il rapporto fra l'energia necessaria per il riscaldamento dell'edificio e l'energia fornita dal combustibile. Esso è dato dalla relazione[84]:

[84] Si osservi che il rendimento globale è dato dal prodotto di quattro rendimenti, ciascuno dei quali è minore di zero. Il prodotto, pertanto, è minore del più piccolo dei fattori! Questo non deve essere mai dimenticato in sede progettuale

$$\eta_g = \eta_e \cdot \eta_c \cdot \eta_d \cdot \eta_p$$

9.5.4 RENDIMENTI

Per sua definizione, l'energia utile Q_h, è il fabbisogno teorico stagionale per il riscaldamento dell'edificio nell'ipotesi di temperatura interna costante e pari al valore di progetto di 20 °C. In realtà occorre considerare il binomio *edificio-impianto*, vedi Figura 187, e di conseguenza se il generatore di calore produce una data quantità di energia non tutta arriva agli ambienti per il loro riscaldamento.

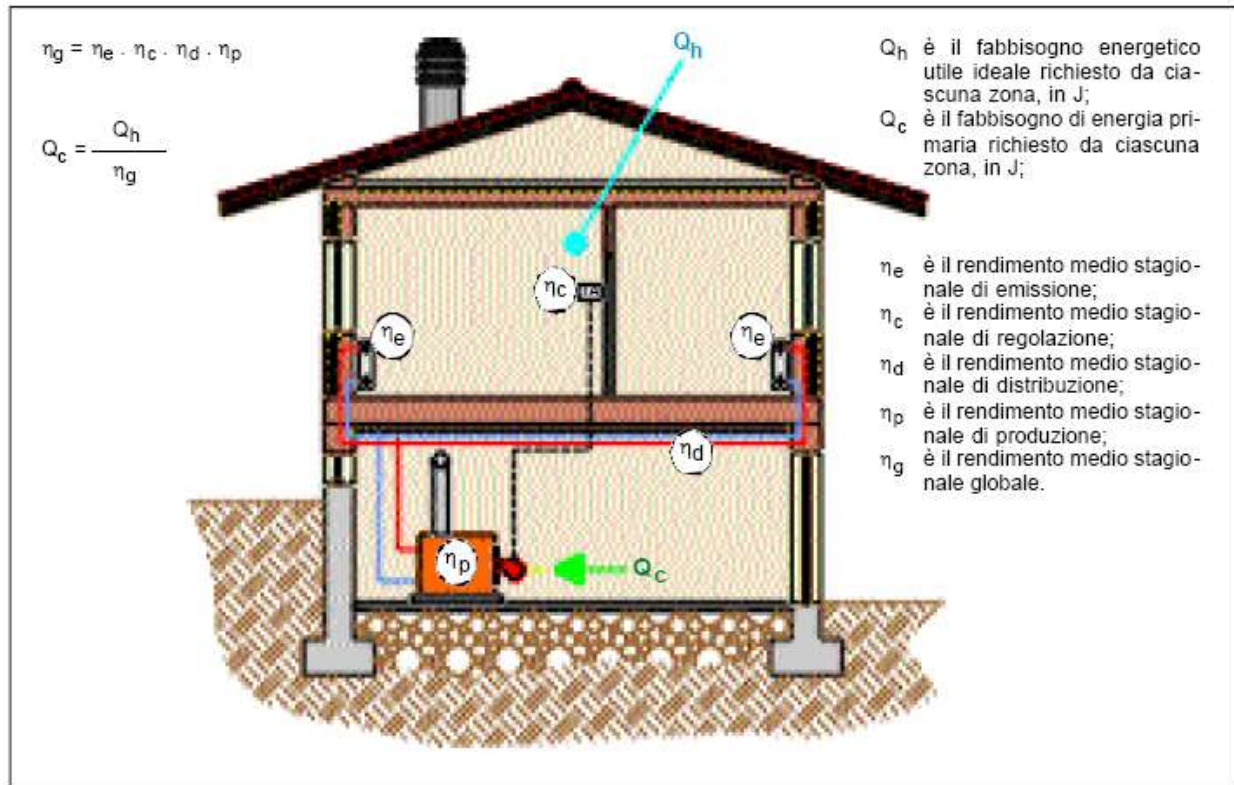



Figura 187: Schematizzazione dell'interazione edificio-impianto

Il fluido termovettore (*acqua o aria*) disperde calore durante il trasporto nelle tubazioni o nei canali d'aria, anche se ben coibentati termicamente. Inoltre non tutta l'energia chimica del combustibile viene trasformata in energia resa al fluido termovettore perché occorre sempre considerare il rendimento di combustione e quindi la frazione di energia dispersa con i fumi. Si aggiunga, inoltre, che i terminali di erogazione dell'energia negli ambienti (radiatori, termoconvettori, piastre radianti, …) sono anch'essi soggetti ad un rendimento (sempre minore di 1) che aggrava ancora le condizioni di distribuzione dell'energia. Lo stesso si può dire per la regolazione della temperatura interna: solitamente si ha un pendolare attorno al valore centrale di riferimento, 20°C, che comporta perdite energetiche.

Il risultato di quanto detto è che bisogna sempre fornire all'impianto una quantità di energia utile, Q_{hr}, superiore al fabbisogno teorico Q_h e questa quantità può essere calcolata una volta noti i rendimenti di ciascun passaggio.

- Il *rendimento di emissione*, η_e, è definito come il rapporto fra il calore di riscaldamento richiesto con uno scambiatore di riferimento in grado di mantenere una temperatura ambiente uniforme nei vari ambienti ed il calore realmente fornito nelle stesse condizioni operative (cioè di temperature interna ed esterna) dal corpo scaldante utilizzato. Per le varie tipologie la *UNI-10348* fornisce i valori di rendimento da utilizzare nel calcolo, vedi Figura 188.

perché quasi sempre la verifica della L. 10/91 si blocca in questo punto. Basti fare un esempio molto semplice. Se i quattro rendimenti valgono ciascuno 0.9 allora si ha η_g = 0.9 x 0.9 x 0.9 x 0.9 = 0.6561. Ne segue che per aumentare il rendimento globale occorre massimizzare sempre tutti i rendimenti parziali poiché il minore di essi penalizza tutto il prodotto.

Si osserva che la distribuzione del calore negli ambienti non è mai uniforme a causa dei vari sistemi di cessione dell'energia.

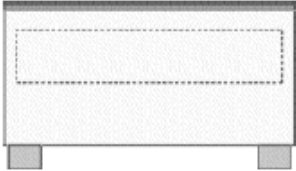
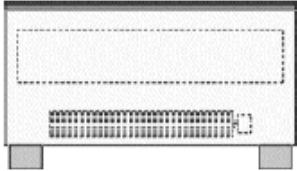
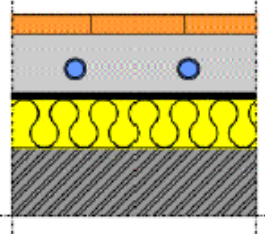
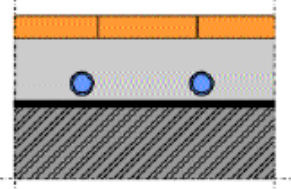
Ad esempio si considerino i moti convettivi generati da un radiatore in un ambiente, come illustrato in Figura 189. Questa disuniformità caratterizza il rendimento di emissione.

VALORI DEL RENDIMENTO DI EMISSIONE η_e			
Termoconvettori	η_e = 0,99	Ventilconvettori	η_e = 0,98
Bocchette aria calda	η_e = 0,97	Pannelli radianti isolati dalla struttura (*)	η_e = 0,97
Pannelli radianti annegati nelle strutture (*)	η_e = 0,95	(*) Riferiti ad una installazione tra ambienti riscaldati oppure in una struttura muraria isolata esternamente ed avente un coefficiente globale di trasmissione termica minore di 0,8 W/m^2K.	

Figura 188: Rendimenti di emissione di alcuni terminali

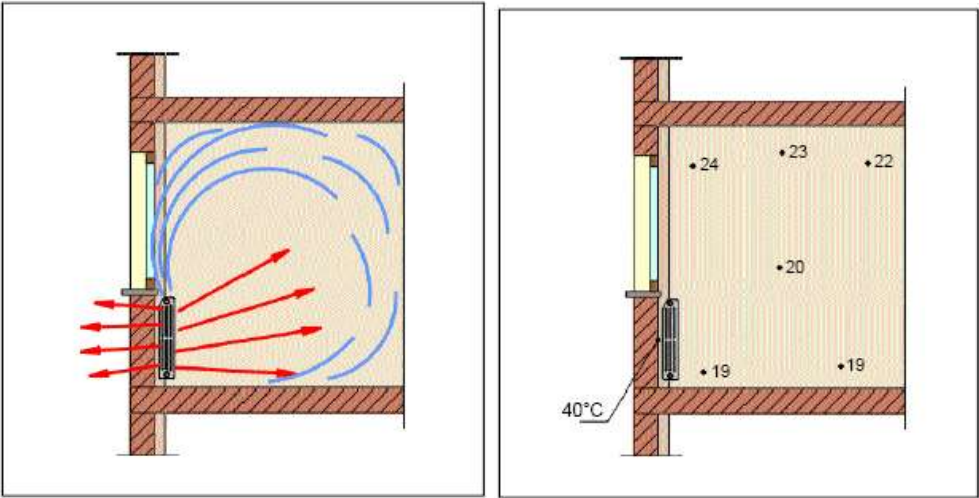



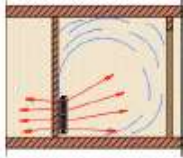
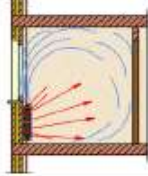
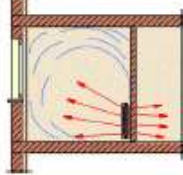
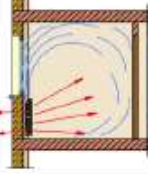
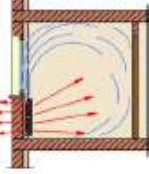
Figura 189: Esempio di disuniformità nella distribuzione del calore negli ambienti

VALORI DEL RENDIMENTO DI EMISSIONE η_e: RADIATORI		
Posizione di installazione	Temperatura di mandata di progetto	
	65 °C	85 °C
Su parete divisoria interna di locale privo di pareti disperdenti.	0,99	0,96
Su parete esterna isolata e con superficie riflettente.		
Su parete divisoria interna di fronte a pareti disperdenti.	0,97	0,94
Su parete esterna isolata, senza superficie riflettente.		
Su parete esterna non isolata (U > 0,8 W/m^{2}K).	0,93	0,90

Figura 190: effetti dei sistemi di montaggio sui rendimenti di emissione

Per migliorare il rendimento di emissione è bene isolare la parete su cui insiste il corpo scaldante, vedi Figura 191, oppure (specialmente per ambienti di altezza maggiore dell'usuale) applicare i destratificatori, vedi Figura 192, che rimescolano l'aria interna migliorando l'uniformità di distribuzione della temperatura interna.

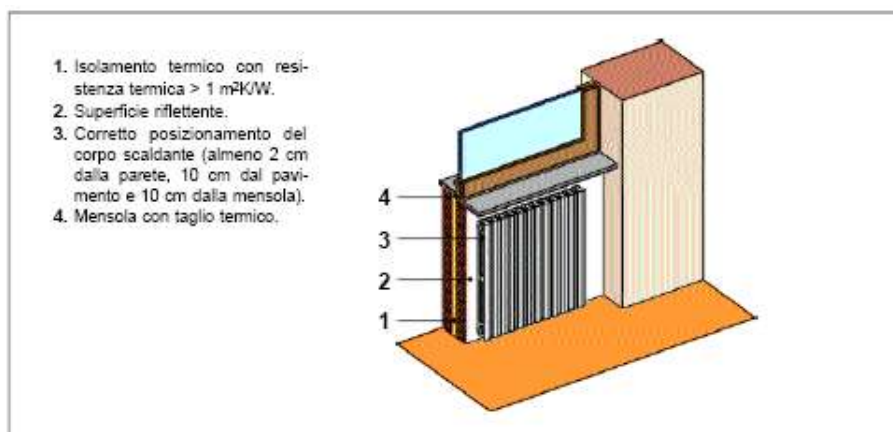



Figura 191: Corretta installazione di un radiatore

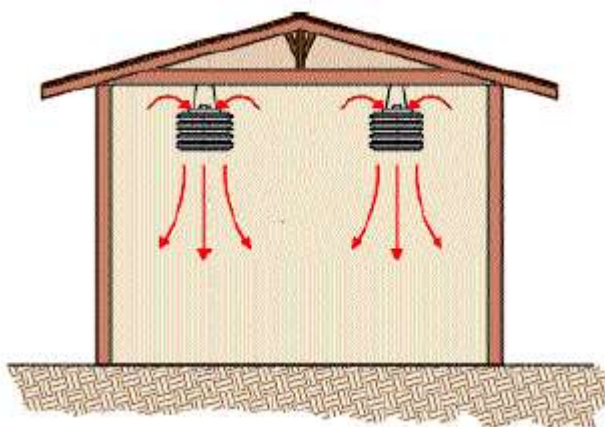



Figura 192: Applicazione di destratificatori

- Il *rendimento di regolazione*, η_c, è il rapporto fra il calore necessario per riscaldare un ambiente a temperatura fissata con una regolazione teorica perfetta ed il calore richiesto per il riscaldamento dello stesso con l'impianto di regolazione realmente utilizzato.

  I valori consigliati sono riportati dalla norma *UNI-10348*.

Sistema di regolazione	Tipologia di prodotto	Radiatori e convettori	Pannelli radianti isolati dalla struttura	Pannelli radianti annegati nella struttura
(3) Per singolo ambiente senza preregolazione	Regolatore on-off	0,94	0,92	0,88
	Regolatore modulante (1 °C)	0,98	0,96	0,92
	Regolatore modulante (2 °C)	0,96	0,94	0,90

Figura 193: Rendimenti di regolazione secondo la UNI-10348

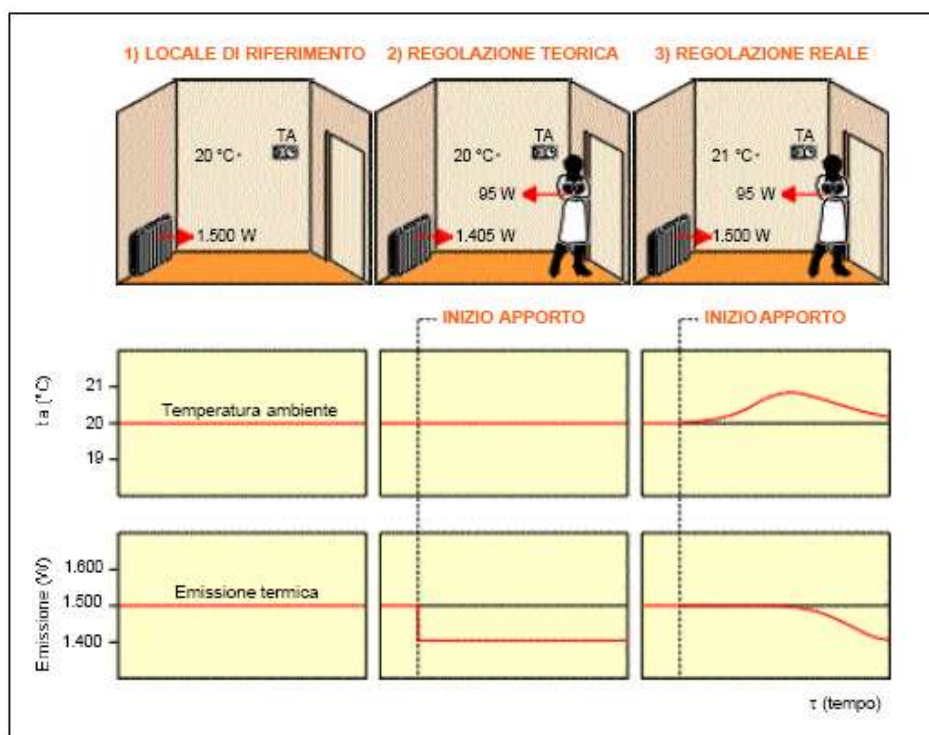



Figura 194: Schema della regolazione della temperatura ambientale

- Il *rendimento di distribuzione,* η_d, è il rapporto fra il calore fornito ai corpi scaldanti ed il calore prodotto in centrale prima dell'immissione nella rete di distribuzione. Esso viene calcolato mediante una procedura indicata dalla norma *UNI-10347*.

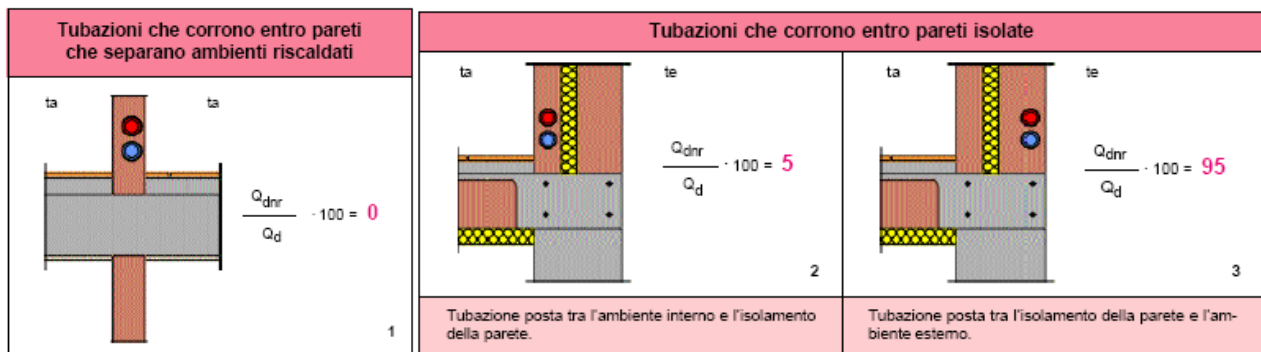



Figura 195: Effetti della posizione delle tubazioni sul rendimento di distribuzione

- Il *rendimento di produzione,* η_p, è il rapporto fra il calore prodotto in centrale termica ed immesso nella rete di distribuzione ed l'energia corrispondente alla sorgente utilizzata. Per i combustibili fossili si fa riferimento al *potere calorifico inferiore*. Questo rendimento dipende dalla potenza dei generatori, dal rendimento di combustione, dalle perdite attraverso l'involucro dei generatori, dalle perdite attraverso il camino e dai consumi di energia elettrica per le apparecchiature ausiliarie (*bruciatori, pompe di circolazione,..).*

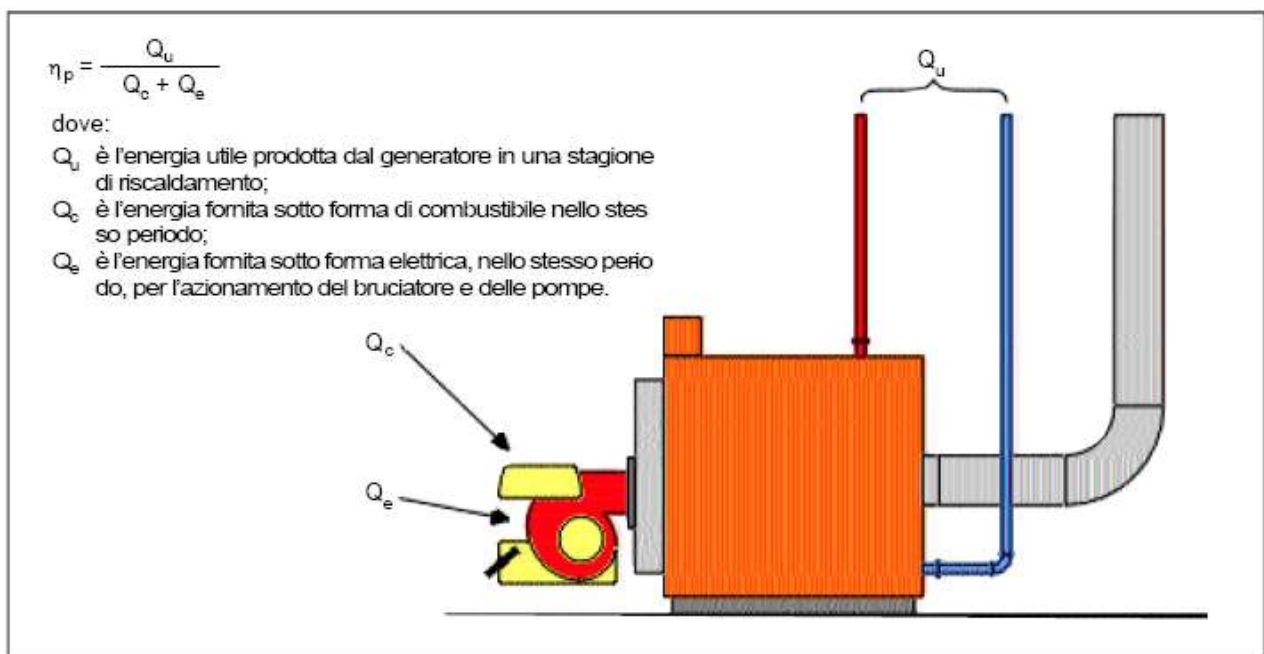



Figura 196: Rendimento di produzione

Vanno considerati i due casi possibili:

- A) generatore per acqua sanitaria separato;
- B) generatore per acqua sanitaria combinato.

I due casi sono raffigurati nelle figure seguenti:

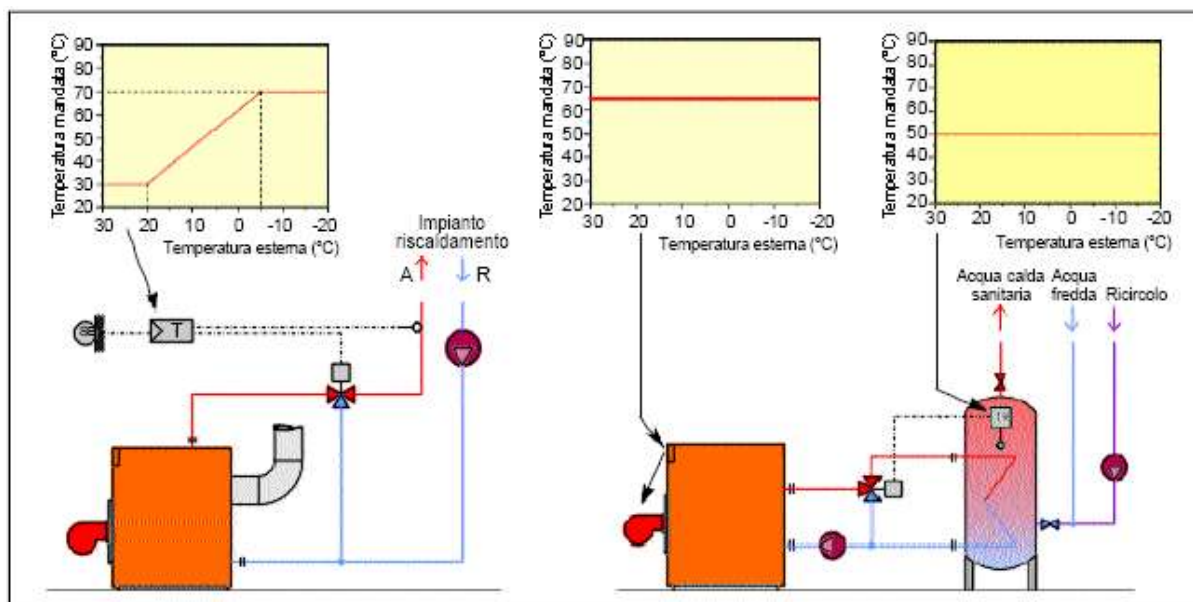



Figura 197: Generatori separati per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria

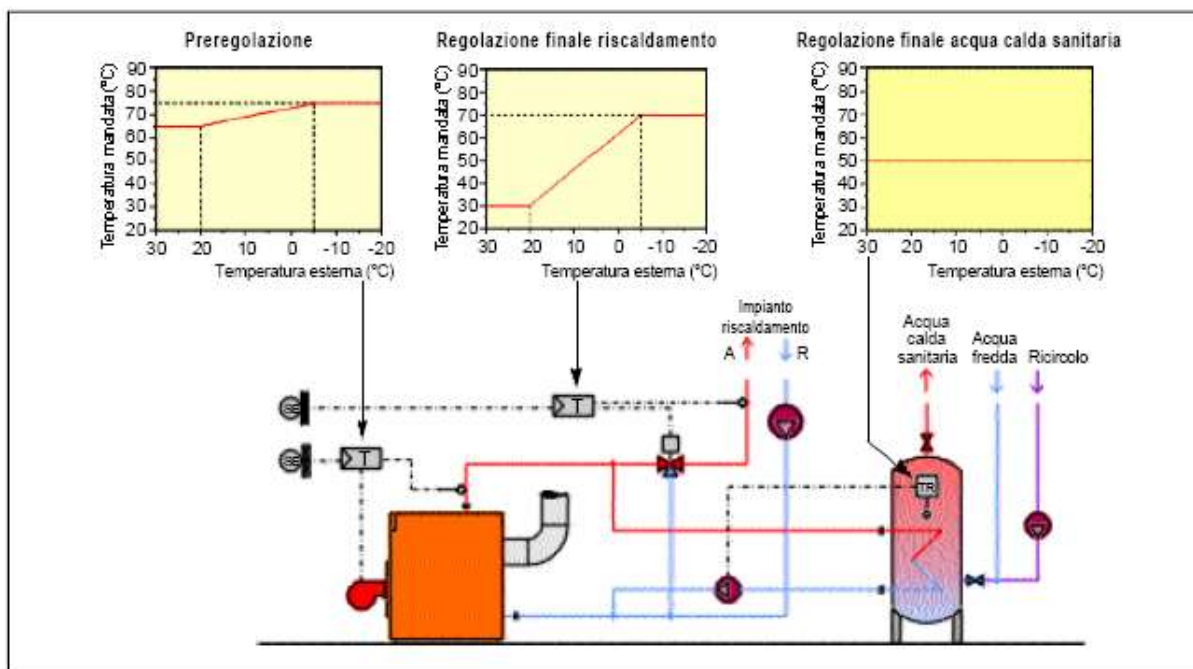



Figura 198: Generatore combinato per riscaldamento e acqua sanitaria

Rendimenti Utili del Generatore e DPR 551/1999

Con il *DPR 551* del 21/12/1999 "*Regolamento recante modifiche al decreto del Presidente della Repubblica n. 412/93*" sono state introdotte modifiche formali e di calcolo della relazione tecnica richiesta dalla *L. 10/91*. L'art. 4 sopprime il punto 1 (*Valore minimo del rendimento dei generatori di calore*) dell'allegato E del *DPR 412/93* e lo sostituisce con la tabella proposta nell'Allegato VI del *DPR 660/96* e cioè:

Tipo di caldaia	Intervalli di potenza	Rendimento	A potenza nominale	Rendimento	A carico parziale
	kW	Temperatura media dell'acqua in caldaia (°C)	Espressione del requisito di rendimento (%)	Temperatura media dell'acqua in caldaia (°C)	Espressione del requisito di rendimento (%)

Caldaie standard	4 ÷400	70	≥ 84 + 2Log Pn	≥ 50	≥ 84 + 3Log Pn
Caldaie a bassa temperatura (*)	4 ÷400	70	≥ 87.5 + 1.5Log Pn	40	≥ 87.5 + 1.5Log Pn
Caldaia a gas a condensazione	4 ÷400	70	≥ 91 + 1Log Pn	≥ 30 (**)	≥ 97 + 1Log Pn
* Comprese le caldaie a condensazione che utilizzano i combustibili liquidi.					
** Temperatura dell'acqua di alimentazione della caldaia					

Tabella 85: Rendimenti utili dei generatori di calore

La verifica da eseguire risulta diversa per tipologia di generatore: i rendimenti termici utili devono rispettare i limiti fissati:

- Sia a potenza nominale espressa in kW, cioè in funzione alla potenza nominale Pn (100%), per una temperatura media dell'acqua nella caldaia di 70 °C;
- Sia a carico parziale, cioè in funzionamento a carico parziale del 30%, per una temperatura media dell'acqua nella caldaia, diversa a seconda del tipo di caldaia.

D.M. 17-03-2003

Di recente è stato emanato un *Decreto Ministeriale* che aggiorna il DPR 412/93 ed in particolare introduce un nuovo libretto di centrale. L'articolato del Decreto è il seguente.

Art. 1: Modelli di libretto di centrale e di libretto di impianto

1. A partire dal 1 settembre 2003 gli impianti termici con potenza nominale superiore o uguale a 35 kW e gli impianti termici con potenza nominale inferiore a 35 kW devono essere muniti rispettivamente di un "libretto di centrale" conforme all'allegato I del presente decreto e di un "libretto di impianto" conforme all'allegato II al presente decreto.

2. Per gli impianti esistenti alla data del 1 settembre 2003 i "libretti di centrale" ed i "libretti di impianto, già compilati e conformi rispettivamente ai modelli riportati negli allegati F e G del decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, devono essere allegati ai libretti di impianto ed ai libretti di centrale di cui al comma 1 del presente articolo.

Art. 2 :Allegati

1. Gli allegati F e G al decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993 n. 412 sono sostituiti, rispettivamente, dagli allegati I e II al presente decreto.

Art. 3: Precisazioni in ordine alla compilazione dei libretti di centrale e dei libretti d'impianto 1.

All'art. 11 del decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, dopo il comma 11, e' inserito il seguente comma:

"11-bis: La compilazione iniziale del libretto di centrale e del libretto di impianto ed i successivi aggiornamenti possono essere effettuati anche su supporto informatico; in tal caso ogni singolo libretto dovrà essere stampabile su carta".

Il modello del nuovo libretto di centrale è stato pubblicato dal Ministero delle Attività Produttive.

Energia termica fornita dal sistema di produzione

L'energia termica primaria, Q_F, fornita dal sistema di produzione, detti η_d il rendimento di distribuzione, è dato dalla relazione:

$$Q_F = \frac{\sum_{j=1}^{z} Q_{hr,j}}{\eta_d} \qquad [253]$$

ove $Q_{hr,j}$ è il fabbisogno energetico medio reale mensile della generica *j.esima* zona dell'edificio e z il numero totale delle zone in cui esso è suddiviso.

Calcolo del *FEN* (Fabbisogno Energetico Normalizzato)

L'energia primaria stagionale, Q_{st}, detto η_p il rendimento di produzione, è data dalla relazione:

$$Q_{st} = \frac{\sum_{i=1}^{f}\sum_{j=1}^{z} Q_{hr,j}}{\eta_P \eta_d} \qquad [254]$$

ove i fabbisogni mensili sono estesi dal mesi di inizio al mese di fine del periodo di riscaldamento indicato per la zona climatica in progetto. Pertanto sommando il fabbisogno energetico primario di ciascun mese del periodo di riscaldamento si determina il fabbisogno stagionale, Q_{st}, di energia primaria.

Il *FEN* si calcola mediante la relazione:

$$FEN = \frac{Q_{st}}{GG \cdot V} \qquad [255]$$

e quindi si può procedere alla verifica con il FEN_{lim}. dato dalla:

$$FEN_{\lim} = \left[\underbrace{\left(C_d + 0.34n\right)}_{C_g} - k_u \left(\frac{0.01 \cdot I}{\Delta T_m} + \frac{a}{\Delta T_m} \right) \right] \frac{86.4}{\eta_g} \qquad [256]$$

Quanto sin qui detto, seppur in modo sintetico e limitato, giustifica le affermazioni più volte fatte sulla necessità di automatizzare i calcoli mediante opportuni programmi elettronici.

9.6 OSSERVAZIONI SULL'APPLICAZIONE DELLA L.10/91

Quanto sin qui esposto lascia intravedere una notevole complessità nei calcoli necessari per applicare la *L 10/91* e il suo Regolamento *DPR 412/93*. Un calcolo manuale appare difficile per edifici aventi più di una decina di ambienti. Oggi sono disponibili numerosi programmi commerciali che rendono l'applicazione della L. 10/91 più accettabile, pur nella sua macchinosità. Le interfacce possono essere più o meno amichevoli e/o grafiche ma in ogni caso si tratta sempre di un procedimento di calcolo lungo, complesso e spesso tedioso.

Quando le verifiche indicate nelle fasi 1 e 2 non possono essere eseguite con sole operazioni *termotecniche*[85] occorre modificare il rapporto S/V e quindi l'architettura dell'edificio e pertanto si richiede nuovamente l'intervento dell'Architetto.

Meglio si procede se il lavoro viene svolto in *team* fra progettisti di varia estrazione perché si possono modificare immediatamente le ipotesi progettuali dopo una verifica termotecnica.

L'importanza del *team* consiste proprio nel lavoro contemporaneo a più braccia e non nel lavoro in serie, attribuito per semplice competenza, su elaborati già impostati da chi ha avuto precedenza e magari non congruenti con tutti i punti di vista (termico, acustico, illuminotecnico, strutturale, tecnologico, …). Ma al di là dell'applicazione pedissequa della complessa normativa per la L. 10/91 occorre tenere presente che il calcolo dei carichi termici invernali (*Verifica di picco*) è solo *formale* e può non tenere conto delle reali condizioni evolutive delle condizione termoigrometriche di un edificio.

Basti pensare che il carico di picco è calcolato trascurando gli apporti solari esterni perché, giustamente, le condizioni di carico massimo si hanno quando la temperatura esterna è quella minima (cioè quella di progetto) e la radiazione solare è assente (cielo coperto).

Le cose vanno quasi sempre bene per edifici aventi normale superfici vetrate mentre si possono (e si hanno!) gravi problemi quando si hanno superfici vetrate molto estese o addirittura pareti tutte vetrate. L'effetto serra, in questi casi, può produrre un notevole surriscaldamento ambientale con conseguente necessità, almeno per gli ambienti interessati, di avere un raffrescamento piuttosto che un riscaldamento. Ciò significa che in presenza di grandi superfici vetrate occorre prevedere impianti che possano fornire, a seconda delle necessità, sia il riscaldamento che il raffrescamento degli ambienti.

Si vuole qui analizzare più in dettaglio quanto sopra accennato con un riferimento ad un caso concreto.

9.6.1 CAUSE DEL SURRISCALDAMENTO DEGLI AMBIENTI

La radiazione solare ha una composizione spettrale che prevalentemente è caratterizzata da lunghezze d'onda inferiori a 3 micrometri e perciò dette *corte*. Il vetro ha un comportamento

[85] Si intendono con queste termine le operazioni possibili al termotecnico: aggiunta di coibente alle pareti, ipotesi di infissi a maggior tenuta, ipotesi d'uso di doppi vetri, isolamento *a cappotto* in tutto l'edificio. Al di là di queste operazioni possibili occorre intervenire sull'architettura (*rapporto S/V*).

caratteristico nei confronti della radiazione solare. Esso, infatti, presenta un *fattore di trasmissione* dell'energia tale da formare una sorta di finestra trasparente per le radiazioni comprese fra *0,3* e *3* micrometri, come illustrato nella già nota Figura 199.

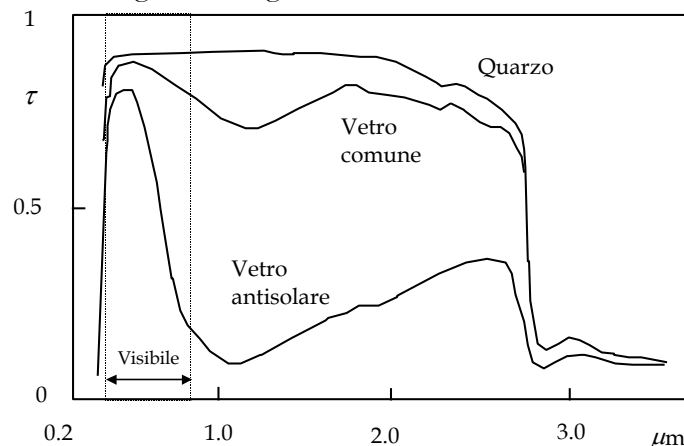



Figura 199: Finestra di trasparenza del vetro

In pratica quasi tutta la radiazione solare (*circa il 94%)* viene lasciata passare dal vetro e questo ne determina la sua caratteristica detta *trasparenza.*

Tuttavia, se da un lato la trasparenza del vetro appare come una qualità positiva per le possibilità di interrelazione dell'Uomo con l'ambiente esterno e per le capacità riflessive che fanno del vetro un materiale architettonicamente apprezzato anche per le capacità di auto adeguarsi all'ambiente circostante, va qui considerata una qualità che, se mal governata, può provocare dissesti notevoli alla qualità delle condizioni termoigrometriche interne degli edifici: si tratta della capacità di produrre l'*effetto serra*, del quale si è sopra accennato.

La radiazione solare che attraversa le superfici vetrate (*qualunque sia la tipologia del vetro e quindi qualsivoglia sia la percentuale della radiazione solare trasmessa*) subisce un processo di assorbimento e riflessioni interne all'ambiente in cui perviene provocando, qualora non si abbia un raffreddamento artificiale dell'ambiente stesso, un accumulo di energia interna di tutti i componenti (*pareti, soffitto, pavimento, mobili,* …) con conseguente incremento della loro temperatura.

Per effetto di quest'incremento di temperatura delle masse interne all'ambiente si ha uno scambio di calore per convezione termica con l'aria interna. Inoltre si hanno emissioni radiative degli stessi componenti riscaldati caratterizzate da valori della lunghezza d'onda in genere (per valori di temperature superficiali di circa 30-35 °C) oltre i *9 micrometri* e comunque tale da essere bloccati dalle superfici vetrate poiché oltre i *3 micrometri* esse si comportano come normali pareti opache.

Pertanto l'energia solare di bassa lunghezza d'onda (*inferiore a 3 micrometri*) attraversa le superfici vetrate ma la radiazione emessa dai corpi interni agli ambienti, di alta lunghezza d'onda, viene bloccata.

Questo effetto di *intrappolamento* delle radiazioni prende il nome di *effetto serra.*

La conseguenza che si ha negli ambienti è quella di far accrescere l'energia interna accumulata e conseguentemente anche la temperatura dell'aria interna. In questo modo si ha il *surriscaldamento* dell'aria e il conseguente incremento del discomfort termico.

Appare evidente che per ridurre il surriscaldamento ambientale è necessario ridurre le radiazioni solari entranti negli stessi ambienti. Inoltre l'avere inserito tende all'interno degli ambienti (*in sostituzione degli schermi esterni*) ***non riduce l'effetto serra*** poiché la radiazione solare una volta attraversata la superficie vetrata viene assorbita dalle tende che, riscaldandosi, emettono radiazioni di alta lunghezza d'onda (*oltre i 10 micrometri*) che vengono sempre bloccate dal vetro restando all'interno degli ambienti.

In pratica le tende producono solamente un *oscuramento* e cioè riducono la frazione di radiazione visibile nell'ambiente ma non l'effetto serra.

Nel caso di presenza di grandi superfici vetrate in ciascun ambiente si rende necessario ridurre al massimo la radiazione entrante ad esempio applicando un film protettivo all'esterno delle superfici vetrate.

9.6.2 ANALISI TERMICA DEL SURRISCALDAMENTO AMBIENTALE

Quanto sopra esposto in forma *qualitativa* ha trovato anche una giustificazione *quantitativa* per comprovare la necessità dell'intervento descritto. E' noto che la radiazione solare costituisce un *apporto gratuito* durante la stagione invernale. Nelle regioni meridionali questo apporto è sensibile (*dell'ordine del 20% e più rispetto all'energia dispersa*) e comunque tale da rendere non necessario il riscaldamento durante le ore di luce solare. La normativa attualmente vigente (*Legge 10/91*) valuta gli apporti solari gratuiti ed obbliga a tenerne conto per la verifica del *Fabbisogno Energetico Normalizzato* (*FEN*) dell'edificio.

Quando si utilizzano superfici vetrate di dimensioni normali (*cioè entro il 15-20% della superficie della parete ove sono applicate*) il surriscaldamento degli ambienti è contenuto e si configura come un apporto gratuito ben gradito dagli occupanti. Le cose si complicano molto se la superficie vetrata si sviluppa oltre le percentuali normali sopra indicate perché allora il surriscaldamento solare diviene considerevole e l'apporto solare è sì gratuito ma spesso diviene anche intollerabile.

Prima di procedere nell'esame delle condizioni in transitorio termico del carico termico di un edificio occorre fare una precisazione iniziale importante. La normativa vigente (L. 10/91, DRP 412/93) richiede al Progettista, come si è più volte detto, di effettuare, nel periodo invernale, due verifiche: la prima detta di picco e la seconda detta energetica. Nella fase di verifica di picco vengono valutati i carichi invernali ***massimi*** (detti appunto *di picco*) supponendo le peggiori condizioni possibili per l'ambiente esterno (cioè assenza di contributi solari gratuiti) ed interni (ancora una volta trascurando gli apporti gratuiti variabili quali quelli per affollamento, sorgenti luminose, …).

Ne consegue che il carico di picco si riferisce ad una situazione particolarmente *sfavorevole* nella quale non ci sono apporti gratuiti variabili e che l'impianto deve affrontare con il massimo della sua potenzialità termica. Sono proprio queste le cosiddette *condizioni di progetto* per il riscaldamento invernale. Le dispersioni attraverso l'involucro dell'edifico oggetto del presente studio[86], calcolate secondo la L. 10/91 così come esso era prima dell'applicazione del film protettivo esterno (τ = 20%) alle vetrate, sono pari a 629.504 W. Inserendo il film protettivo esterno (τ = 20%) alle vetrate le dispersioni termiche si sono ridotte a 475.395 W con una riduzione pari al 25%.

Figura 200: Vista di una parete dell'edificio vetrato

[86] Il caso che qui si presenta è costituito da un edificio pubblico che supponiamo costruito nel Comune di Modica (provincia di Ragusa) in Sicilia. Per motivi di privacy si ritiene opportuno non qualificarlo ulteriormente. Si tratta, tuttavia, di un edificio di circa 30.000 mc strutturato su tre piani fuori terra e con pareti a nastro interamente vetrate.

Si ricorda ancora che il calcolo qui indicato è sì conforme alla normativa vigente (L. 10/91) ma è sempre un carico *fittizio* perché riferito alle condizioni *peggiori* (di *picco*). Quando si definisce *fittizio* il sopra citato carico di picco si vuole sottolineare il fatto che la metodologia di calcolo imposta dalla L. 10/91 e dal DPR 412/93 non tiene conto, nella determinazione delle condizioni di progetto invernali, dell'andamento della radiazione solare e dell'effetto serra.

Tutto è svolto per la verifica di un coefficiente detto C_d (*coefficiente di disperdimenti globale*) definito come rapporto fra i disperdimenti totali dell'edificio e il prodotto del volume lordo riscaldato per la differenza di temperatura massima (di progetto) dell'edificio nel sito in cui esso si trova.

Le stesse norme, tuttavia, nella verifica detta *energetica*, prende in considerazione (*seppure in modo ancora fittizio*) gli apporti gratuiti solari ed interni con la determinazione, come si è visto, di un nuovo coefficiente, detto *FEN* (*Fabbisogno energetico normalizzato*), nel quale non si parla più di potenza termica di riscaldamento ma di *energia* spesa per il riscaldamento nell'ambito della stagione invernale di riferimento.

Questo nuovo indice non ha alcun effetto pratico sull'impiantistica essendo solo una verifica energetica richiesta al fine di conseguire un risparmio energetico per il riscaldamento dell'edificio. Il *FEN* avrà importanza quando saranno emanate le norme per la *certificazione energetica dell'edificio* a tutt'oggi non emanate.

Da quanto sopra brevemente esposto ne consegue che da un punto di vista impiantistico il progettista si deve preoccupare di garantire il carico di picco nei momenti nei quali si hanno le condizioni esterne peggiori (temperatura esterna pari alla minima, pari a 0 °C per Modica, e mancanza di radiazione solare esterna).

Per tenere conto dell'effetto serra, sopra descritto, occorre effettuare un'altra tipologia di calcolo che possa tenere conto dell'andamento reale delle condizioni termiche dell'edificio al variare delle reali condizioni esterne. Un tale tipo di calcolo può oggi essere effettuato grazie a metodi di calcolo avanzati che valutano le condizioni ambientali in condizioni cosiddette *transitorie* (*cioè tenendo conto della variabilità della temperatura esterna, della radiazione solare esterna per ogni tipologia di parete e finestra, degli effettivi carichi interni, …*). E tutto questo al variare del giorno e del mese di calcolo nell'anno tipico (*reference year*) del sito. Un programma di analisi in transitorio del genere sopra indicato richiede notevoli risorse di calcolo, una grande quantità di dati (*non solo geometrici*) relativi all'edificio, al profilo d'uso, all'interazione edificio-impianto e alle condizioni attinometriche e meteorologiche del sito.

Programmi del genere sono stati sviluppati in varie parti del mondo e fra questi si citano il DOE, l'*ENERGYPLUS* (entrambi del *Department of Energy* degli USA), l'E-CAT della Carrier, l'NBLSD, …

In questa sede si utilizza un software commerciale che implementa il metodo delle funzioni di trasferimento *TFM* (*Transfer Function Method*) indicato dal Manuale *ASHARE Foundamental* del 1989 e del quale si parlerà nel prosieguo per il condizionamento degli edifici. Detto software consente di calcolare con buon accordo con i metodi più avanzati i carichi di un edificio per qualsivoglia condizione esterna: il calcolo viene effettuato in concomitanza del giorno 21 (*in accordo con la normativa vigente*) del mese considerato e consente di ottenere indicazioni sia sui singoli componenti di carico (*di trasmissione, radiazione, convezione, radiazione esterna, ..*) che sul calore (detto anche *extraction rate*) necessario a mantenere ogni ambiente dell'edificio alle condizioni di progetto (*Temperatura interna ed umidità fissate, dette di termostato*) per condizioni climatologiche esterne variabili secondo quanto specificato dalla norma *UNI-10349* per il sito (*Modica*) in oggetto.

Si ribadisce ancora una volta che, diversamente dal calcolo fittizio imposto dalla L. 10/91 per il carico invernale, il calcolo secondo il metodo TFM fornisce i cariche reali orari nel transitorio del giorno 21 del mese di calcolo considerato.

9.6.3 ANALISI DEI CARICHI IN TRANSITORIO PER L'EDIFICIO SENZA FILM PROTETTIVI

Carico in transitorio termico per il mese di Gennaio

Si vuole qui calcolare l'*extraction rate* per il mese di Gennaio (quindi per il mese più freddo della stagione invernale) senza trascurare i carichi gratuiti. Il metodo TFM fornisce, per l'edificio originale (cioè senza le pellicole protettive alle finestre) la seguente situazione.

Figura 201: Andamento orario del carico termico nel mese di gennaio per edificio originale

Si può osservare come il carico in *Watt* sia *negativo* (*cioè bisogna fornire calore all'edificio*) nelle ore notturne o comunque in assenza di apporti gratuiti solari esterni per poi essere positivo (*cioè bisogna sottrarre calore all'edificio*) nelle ore diurne o comunque fino a quando gli apporti gratuiti superano i disperdimenti. L'andamento della radiazione solare per le varie esposizioni è riportata in Figura 202 per il mese di gennaio a Modica. In Tabella 86 si ha la radiazione solare giornaliera per i vari mesi invernali. Si osservi come le superfici orientate ad est siano fortemente irradiate nelle ore mattutine mentre le superfici esposte ad ovest sono fortemente irradiate nelle ore pomeridiane. Dall'esame dell'andamento del carico termico di Figura 201 si osserva che il carico massimo negativo (di *riscaldamento*) si ha alle ore 6:00 del mattino ed è pari a -694.938 W (*si osservi che questo è il carico totale cioè comprensivo anche della ventilazione dei vari ambienti dell'edificio*) mentre il carico massimo positivo (di *raffrescamento*) è alle ore 12:00 e risulta pari a 291.035 W. In definitiva già da questa tabella si può concludere che senza film alle vetrate l'edificio nelle ore diurne presentava un carico termico di raffrescamento ragguardevole e pari a circa la metà del carico di riscaldamento.

Figura 202: Andamento della radiazione solare per il mese di gennaio per il sito di progetto

L'effetto serra, quindi, non solo bilancia i disperdimenti attraverso le pareti opache, pavimenti e soffitti e il carico di ventilazione per ricambio dell'aria interna ma produce un *surriscaldamento* con un carico totale dell'intero edificio pari a circa 291 kW.

La Figura 201, pertanto, fornisce due indicazioni contemporanee: l'edificio in oggetto in condizioni invernali non di picco (*cioè quando la radiazione solare esterna non è trascurabile*) ha bisogno di riscaldarsi e di raffrescarsi contemporaneamente.

	ott	nov	dic	gen	feb	mar	apr
S	17,15	16,94	12,30	14,06	14,10	14,42	11,75
SE-SW	15,17	13,58	9,70	11,20	12,12	14,20	14,21
oriz	15,20	10,90	7,60	9,00	11,90	17,10	21,50
E-W	11,07	8,35	5,77	6,83	8,61	11,85	14,17
NE-NW	5,57	3,54	2,67	3,10	4,55	7,16	10,12
N	3,57	2,74	2,36	2,60	3,39	4,46	5,96

Tabella 86: Radiazione solare giornaliera (MJ/m²) nei vari mesi invernali a Modica

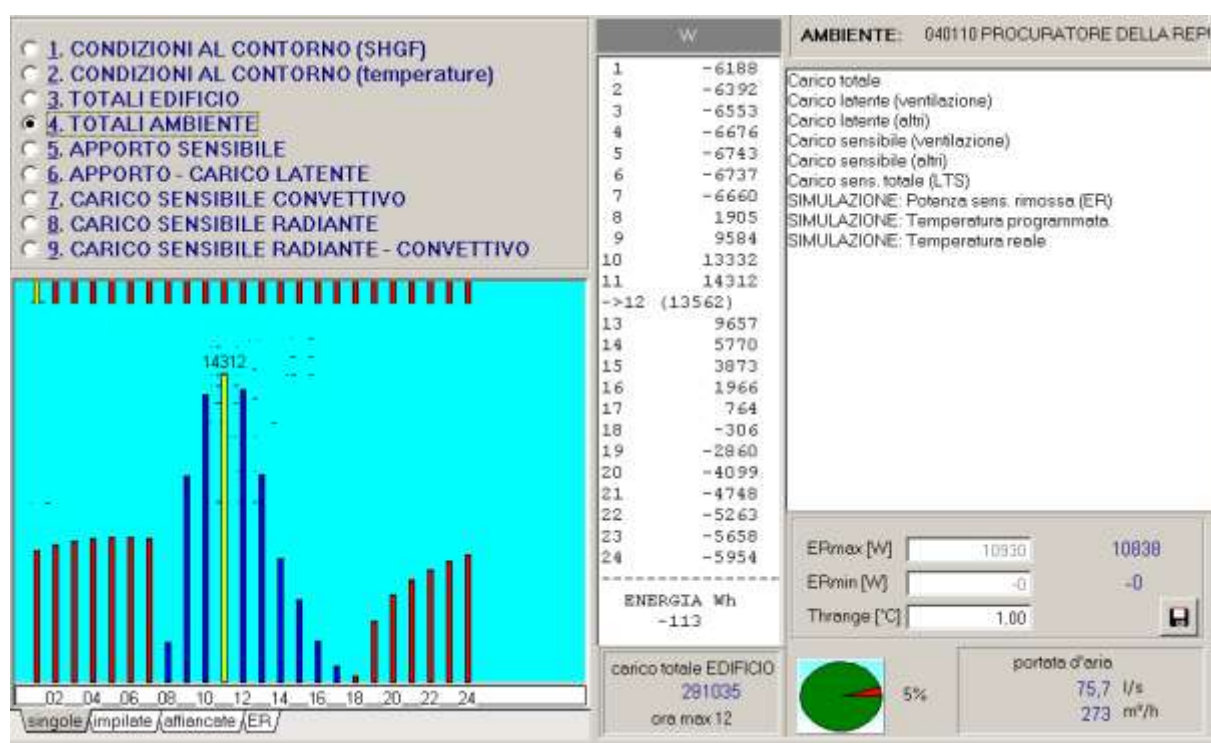



Figura 203: Carico termico a gennaio per un ambiente di riferimento a 2° piano per l'edificio originale

Quest'ultima osservazione trova giustificazione se si tiene conto dell'esposizione prevalente dei singoli ambienti. Infatti in Figura 203 si ha l'andamento del carico termico orario per una stanza di riferimento al secondo piano dell'edificio e che ha esposizione prevalente a SE.

Per contro in Figura 204 si ha l'andamento del carico orario a gennaio per un ambiente avente esposizione prevalente a NW e che durante le ore diurne non raggiunge mai un carico positivo perché per quell'esposizione l'apporto solare esterno è inferiore ai disperdimenti termici complessivi: si osservi, infatti, come alle ore 12 il carico termico di riscaldamento sia -3779 W.

Quanto sopra esposto ci conferma quanto dovevamo attenderci: gli ambienti esposti prevalentemente ad Est e ad Ovest sono soggetti, ***a causa della grande superficie vetrata in facciata***, a forte *surriscaldamento* durante le ore diurne mentre quelli esposti nelle altre direzioni non si surriscaldano.

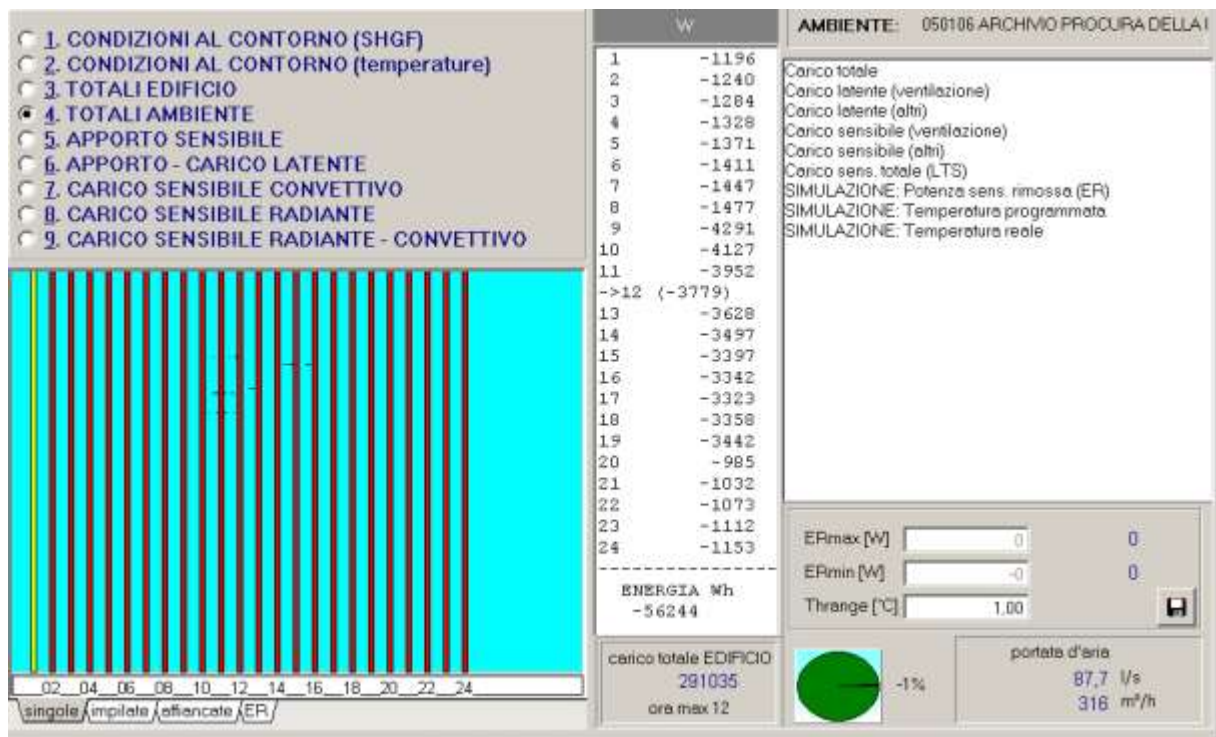



Figura 204: Carico termico a gennaio per una seconda stanza a NW a 2° piano per l'edificio originale

Carico in transitorio termico per il mese di Giugno

Il mese di Giugno risulta essere il mese più sfavorito per la latitudine di Modica e l'esposizione dell'edificio e pertanto ci si riferirà a questo mese per le considerazioni che seguono.

In Figura 205 si ha l'andamento del carico orario per l'edificio originale nel mese di giugno e in Figura 206 si ha l'andamento della radiazione solare per il giorno 21 luglio a Modica.

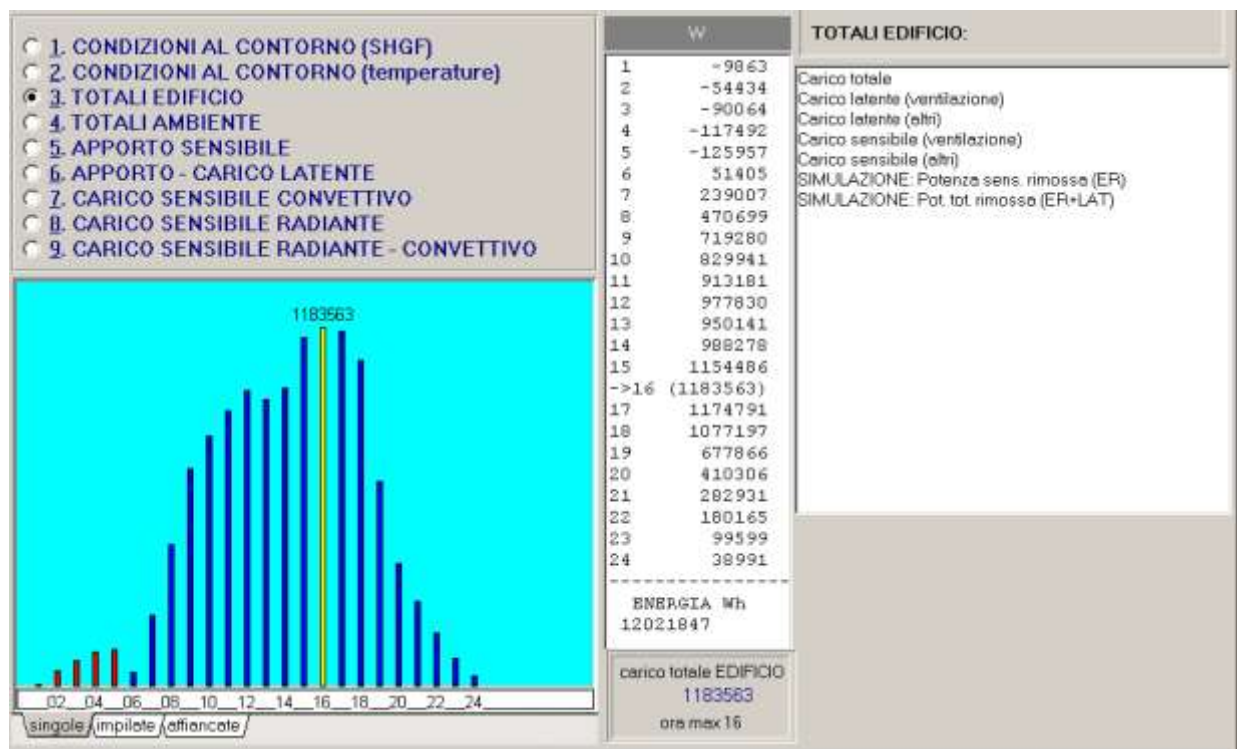



Figura 205: Carichi termici orari per il mese di giugno per l'edificio originale

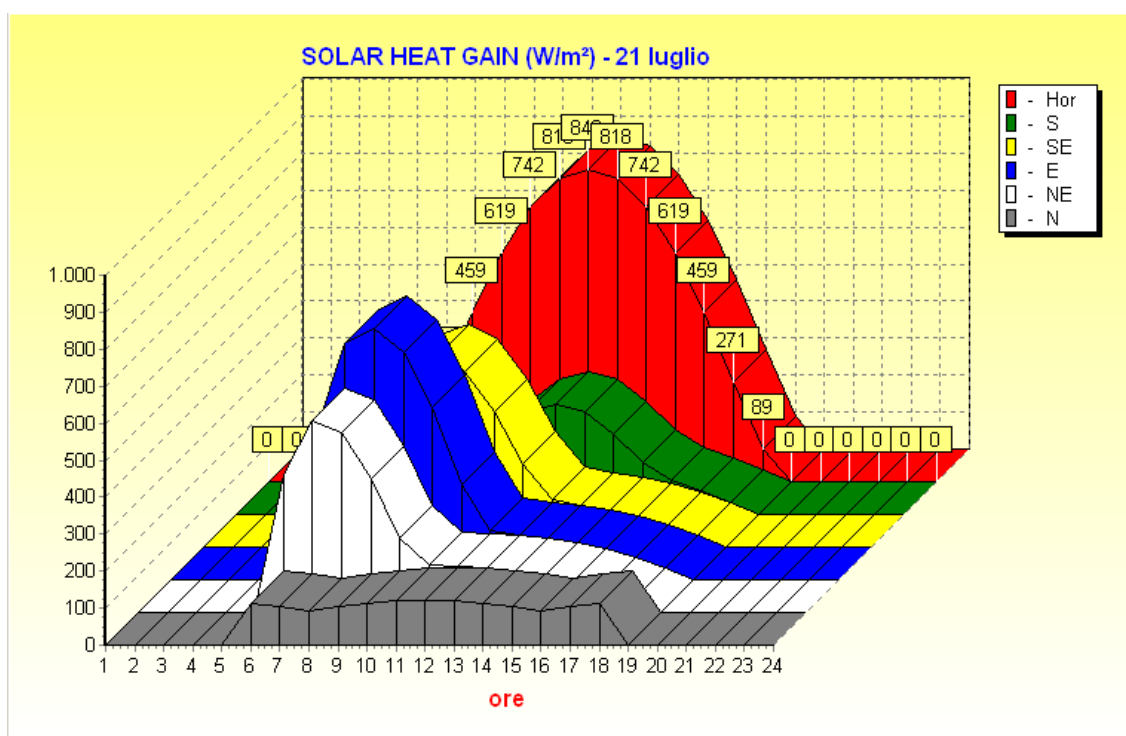



Figura 206: Andamento della radiazione solare per il giorno 21 luglio a Modica

Come si può osservare il carico massimo si ha alle ore 16 e risulta pari a 1183563 W e il carico totale risulta negativo solo durante le ore notturne in mancanza di radiazione solare.

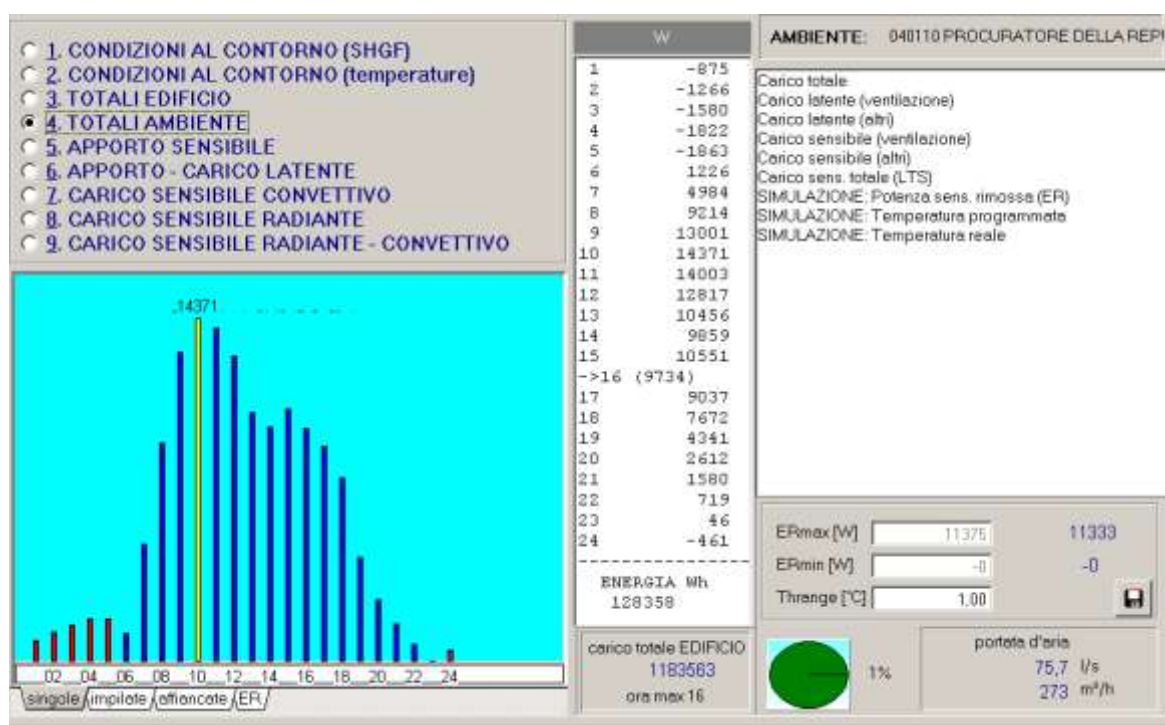



Figura 207: Carico termico orario per il 21 giugno in un ambiente di riferimento 2° piano edificio originale

In Figura 207 si ha l'andamento del carico termico orario per in un ambiente di riferimento al 2° piano dell'edificio che presenta un massimo carico di raffrescamento alle ore 10 del mattino (*esposizione prevalente ad est*) con valore pari a 14371 W. Analogamente in Figura 208 si ha l'andamento del carico orario per un altro ambiente al 2° piano: si tratta di un edificio esposto a NW e che presenta un carico positivo massimo alle ore 16 (*come per l'intero edificio*) ed un carico negativo modesto e in sole poche ore della notte.

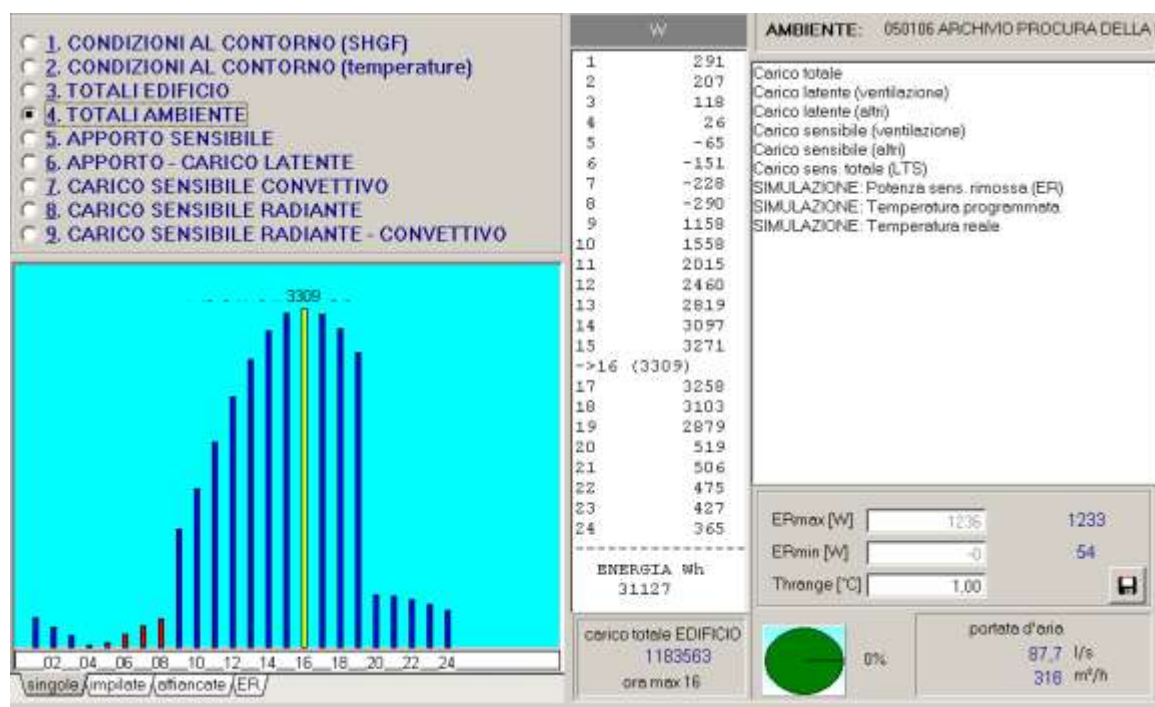



Figura 208: Carico termico orario per il 21 giugno in un ambiente a NW al 2° piano edificio originale

In definitiva quanto sopra esposto ci consente di fare le seguenti osservazioni:

- Durante il periodo estivo tutti i vari ambienti sono **sempre** con carico positivo (*raffrescamento*) durante l'orario di ufficio. Ciò significa che l'impianto di climatizzazione deve solo essere predisposto per *raffrescare* tutti gli ambienti, diversamente da quanto detto per il periodo invernale nel quale si possono avere esigenze diverse per i vari ambienti a seconda dell'esposizione prevalente delle vetrate.
- Gli ambienti esposti ad Est e ad Ovest sono più surriscaldati di quelli esposti nelle altre esposizioni.

9.6.4 ANALISI DEI CARICHI IN TRANSITORIO PER L'EDIFICIO CON FILM PROTETTIVI

Carico in transitorio termico per il mese di Gennaio

Utilizzando ancora il software che implementa il metodo TFM si ottiene per il mese di gennaio per l'edificio tutto protetto con film riflettente alle vetrate l'andamento orario del carico termico riportato in Figura 209.

Si osserva adesso che il carico *globale* risulta ora *sempre negativo* (cioè si ha solamente esigenze di riscaldamento) con valore di picco alle ore 17. Ciò significa che prevalgono, ai fini dei disperdimenti, gli orientamenti ad ovest.

Tuttavia il calcolo *globale* non rende conto delle esigenze che alcuni ambienti (*quelli esposti prevalentemente ad est e ad ovest*) possono avere durante il giorno.

Infatti in Figura 210 si ha l'andamento dei carichi termici orari in un ambiente di riferimento al 2° piano che ha prevalente esposizione ad EST mentre in Figura 211 si ha l'analogo andamento per un altro ambiente, ancora al 2° piano dell'edificio protetto con film, ma con esposizione prevalente a NW.

Si osserva come l'ambiente di riferimento continua ad avere carichi negativi di notte e positivi nel mattino (valore massimo 1728 W) mentre la stanza *a NW* ha ancora un carico sempre negativo a qualsiasi ora del giorno e della notte.

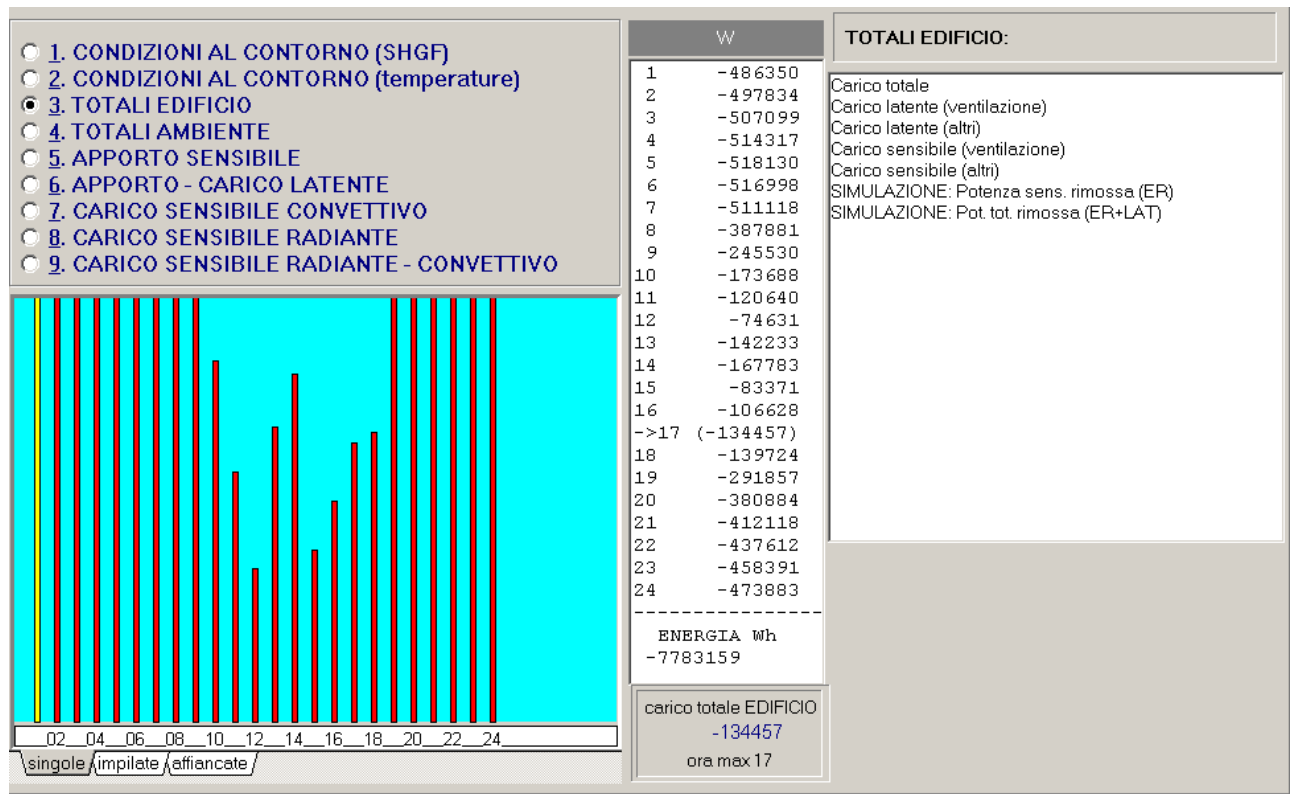



Figura 209: Carico orario del mese di gennaio per l'intero edificio protetto con film riflettente

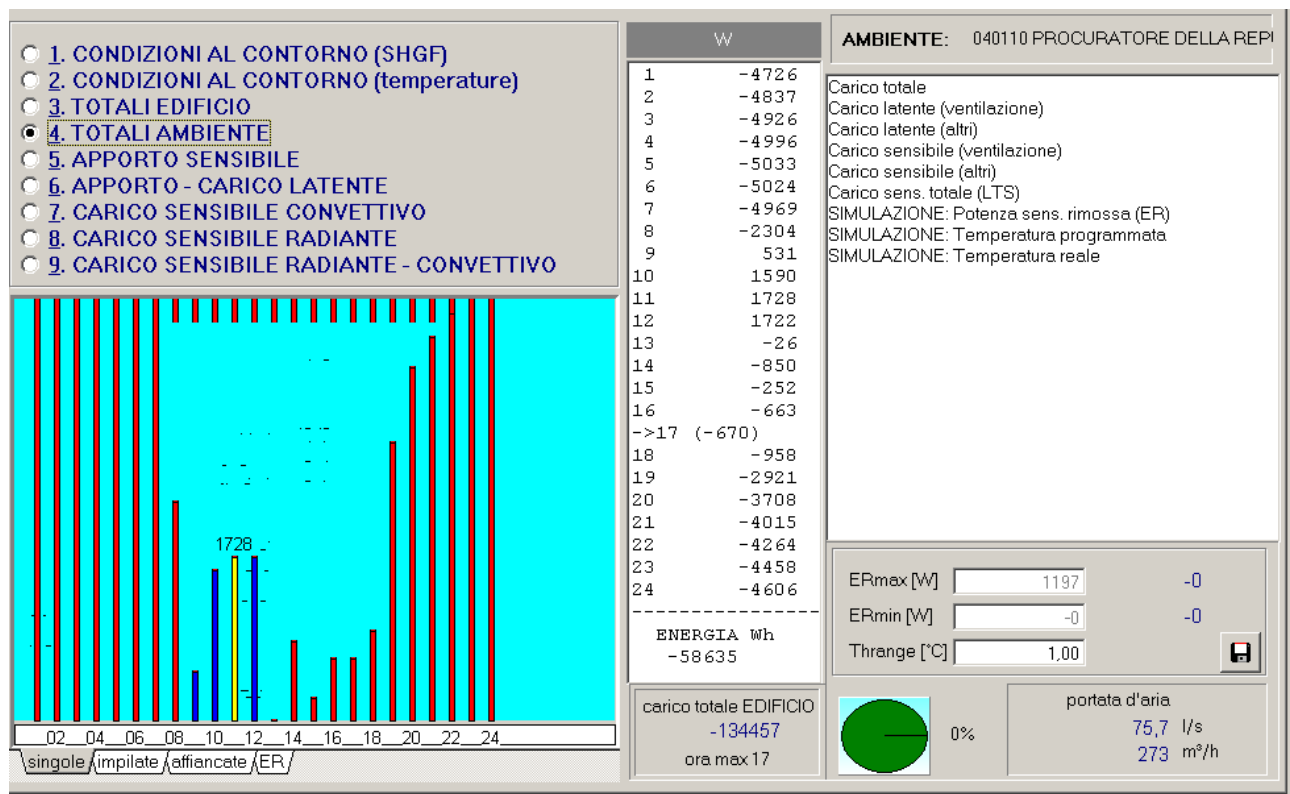



Figura 210: Carichi orari per un ambiente di riferimento a 2° piano per edificio protetto con film

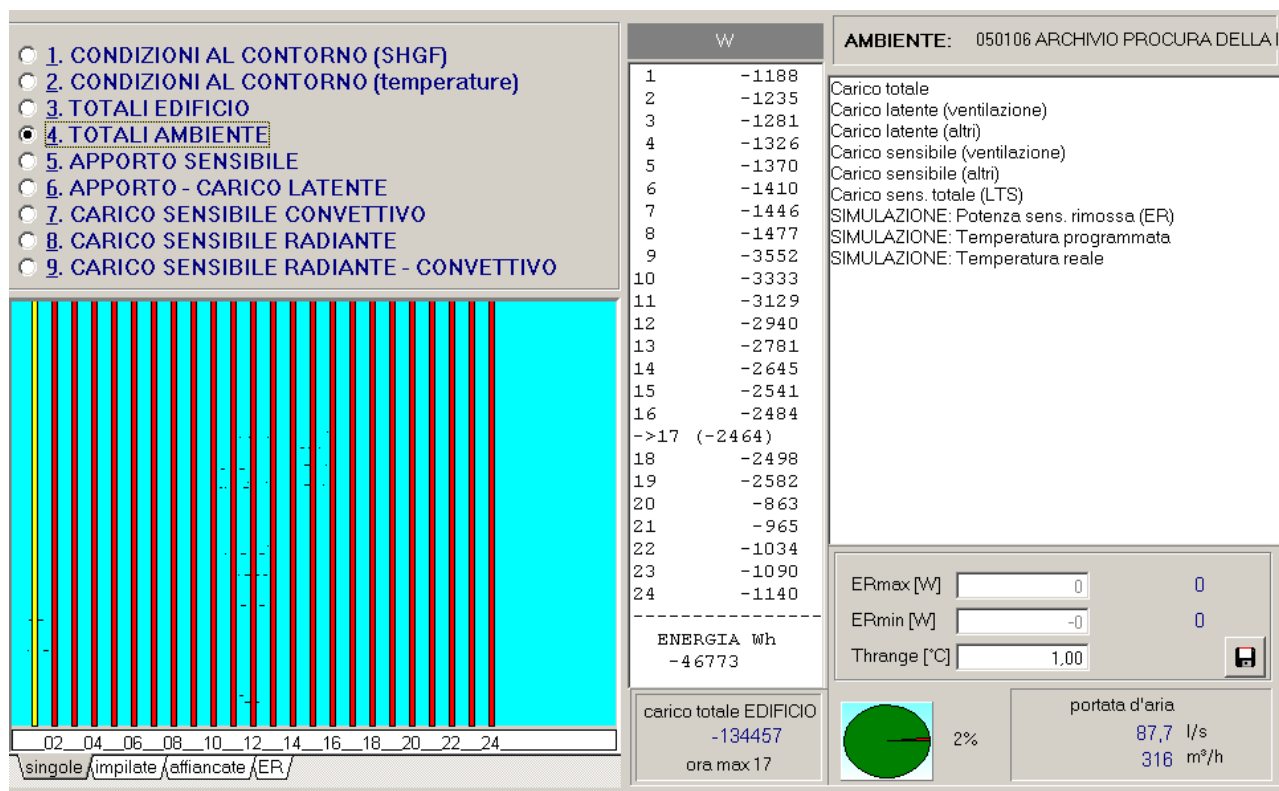



Figura 211: Carichi orari per un ambiente a NW al 2° piano per edificio protetto con film

Ne consegue che, pur in modo notevolmente attenuato per effetto dei film protettivi esterni alle vetrate, si ha sempre l'esigenza, nel periodo invernale, di avere un comportamento duale dell'impianto di climatizzazione dell'edificio in esame.

Detto impianto, infatti, deve essere capace di fornire caldo e freddo (*a seconda delle richieste degli ambienti, come riportato nell'allegato dei carichi termici estivi*) durante il periodo invernale e solo freddo per tutti gli ambienti durante la stagione estiva.

9.6.5 CARICO IN TRANSITORIO TERMICO PER IL MESE DI GIUGNO

Procedendo con il codice *TFM* si è calcolato il nuovo carico termico orario per il mese di giugno per l'edificio in oggetto nelle condizioni di film protettivo applicato a tutte le vetrate. Si ha quanto indicato in Figura 212. Si può subito osservare quanto segue:

- Il carico termico massimo (*extraction rate*) per l'edificio con vetrate protette con film riflettente esterno si ha per le ore 17 con valore pari a **665.831** W. Rispetto al caso di edificio originale non protetto con film alle vetrate si ha una riduzione del carico totale pari al **44**% e quindi molto significativa per il ripristino della funzionalità degli impianti di climatizzazione, come si chiarirà nel prosieguo.
- Dalle ore 10 alle ore 16 il carico termico totale (*extraction rate*) si mantiene molto alto e variabile fra 432 e 665 kW.

In Figura 213 si ha l'andamento orario del carico estivo per l'ambiente di riferimento al 2° piano nella nuova situazione di edificio protetto con film riflettente mentre in Figura 214 si ha l'andamento del carico orario per l'ambiente a NW (*sempre al 2° piano dell'edificio*) nelle stessi condizioni di edificio protetto con film riflettente.

Si possono fare le seguenti osservazioni:

- L'ambiente di riferimento al 2° piano, esposto prevalentemente ad est, ha carico massimo (*extraction rate*) alle ore 12 con valore pari a 5989 W ed in ogni caso il carco risulta positivo (cioè di *raffrescamento*) già dalle prime ore della mattina (fra le 6 e le 7) non appena spunta il sole;

- La seconda stanza, prevalentemente esposto a NW e sempre al 2° piano dell'edificio, ha carico termico massimo (*extraction rate*) alle ore 16 con valore pari a 4167 W. Il carico orario risulta negativo solo fra le 5 e le 8 mentre risulta sempre positivo per il resto della giornata.

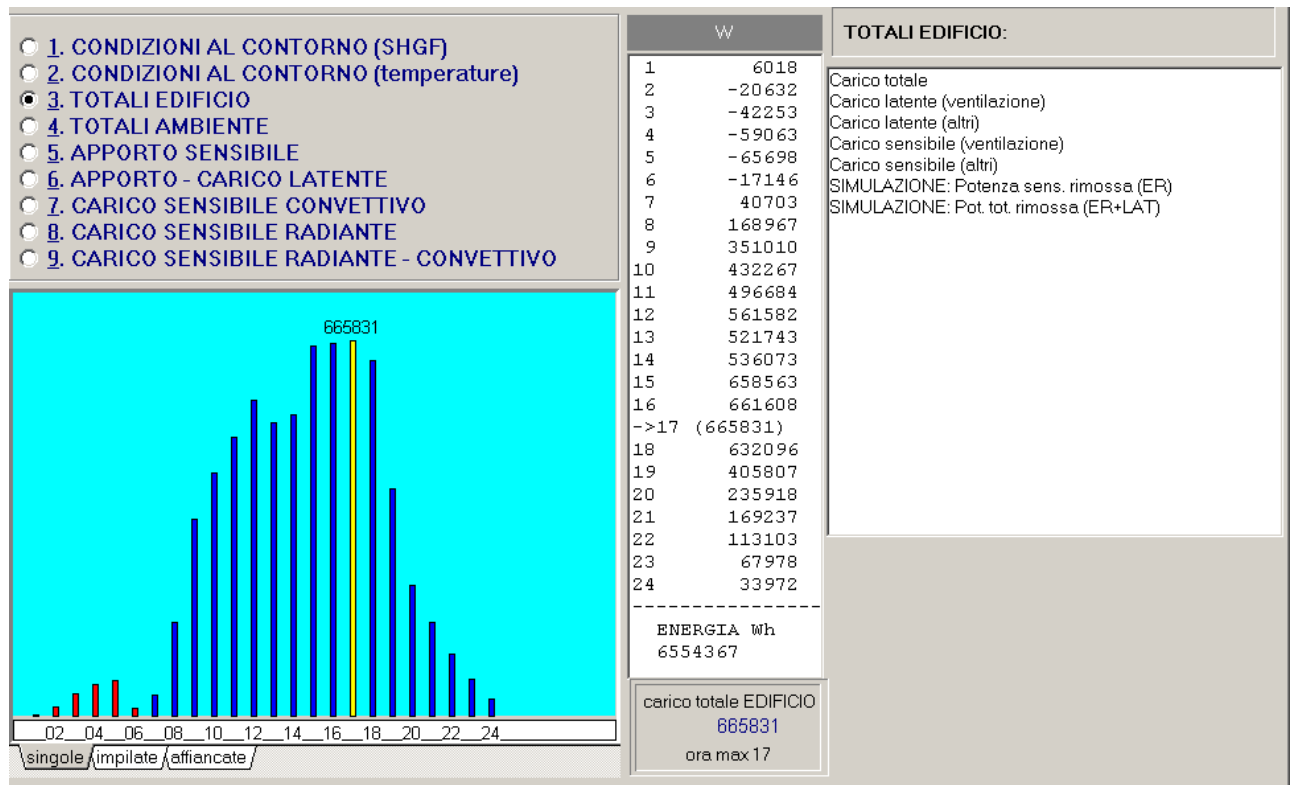



Figura 212: Carichi termici orari per il mese di giugno per l'edificio protetto con film riflettente

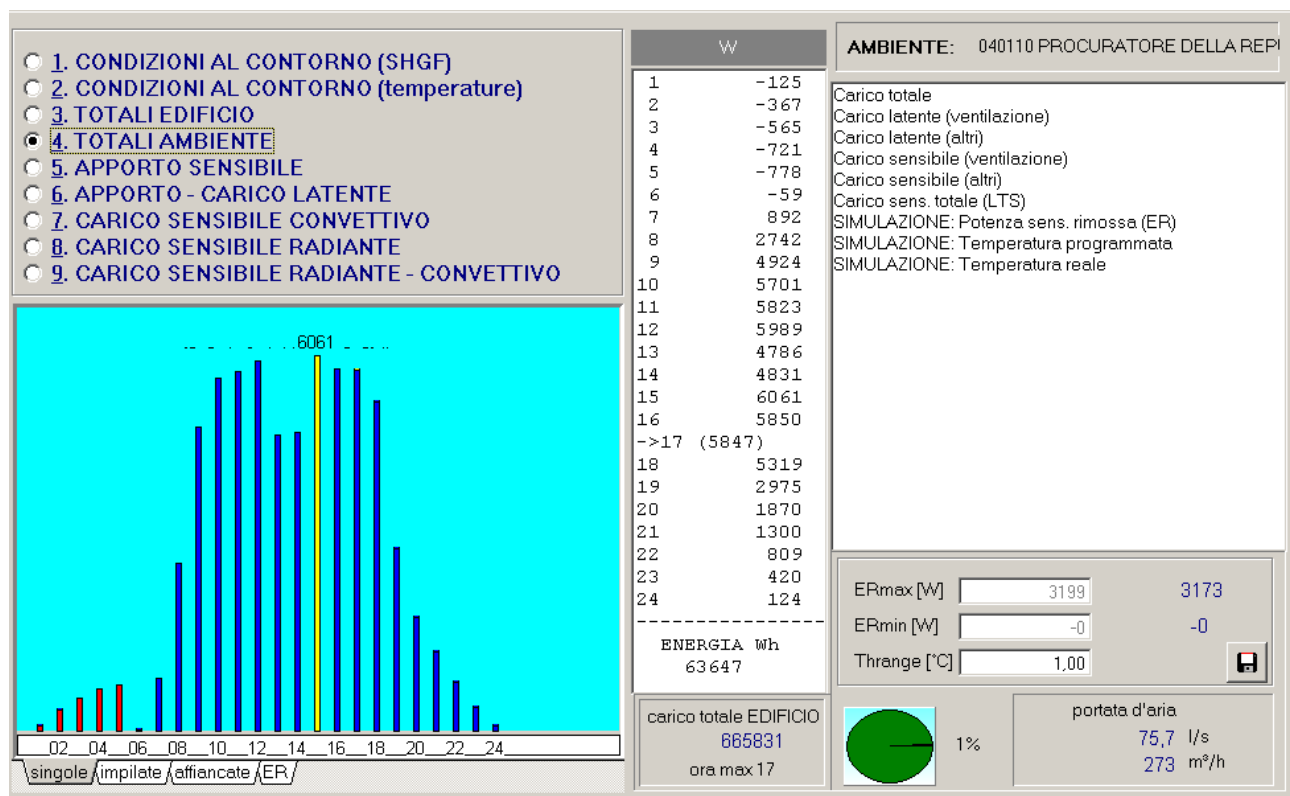



Figura 213: Carichi orari in giugno in un ambiente di riferimento al 2° piano con edificio protetto con film

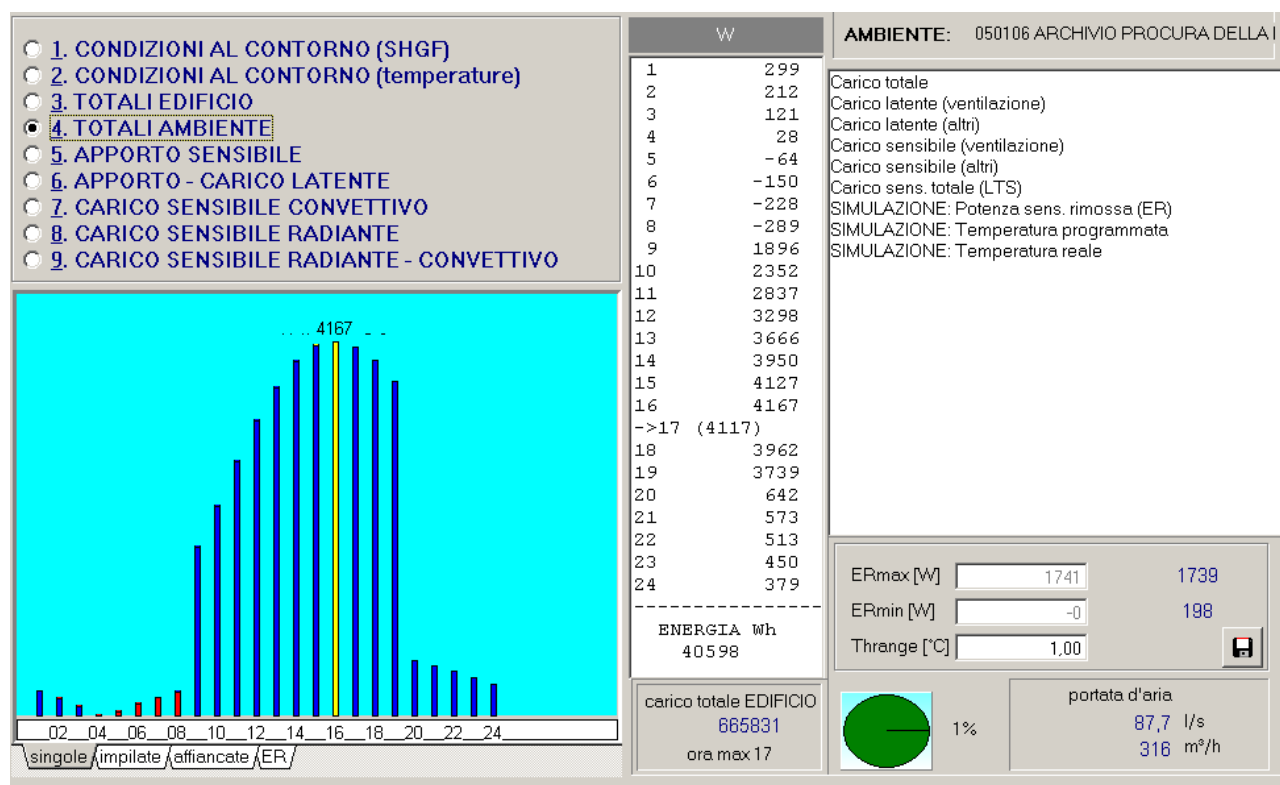



Figura 214: Carichi in giugno orari per l'ambiente a NW a 2° piano con edificio con film riflettente

In conclusione durante il periodo estivo tutti gli ambienti presentano esigenze di raffrescamento durante le ore di servizio e pertanto l'impianto di climatizzazione dovrà essere in grado solamente di raffrescare.

10. D.LGS 192/05, D.LGS. 311/06 E LA CERTIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI

10.1 DECRETO LEGISLATIVO N. 192 DEL 19 AGOSTO 2005.

Sul supplemento ordinario n. 158 della Gazzetta Ufficiale n. 222 del 23 settembre 2005, è stato pubblicato il Decreto Legislativo n. 192 del 19 agosto 2005 **"Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico in edilizia".** In conseguenza di questo, il DM 27 luglio 2005 risulterà abrogato dal 8 ottobre 2005, data di entrata in vigore del Decreto Legislativo n. 192 del 19 agosto 2005. Si è compreso che si tratta di un'impostazione evoluta, in linea con la direttiva europea 2002/91/CE, che propone, ad esempio, criteri di ottimizzazione sui singoli elementi dell'edificio (limiti sui valori di trasmittanza) al posto del "*vecchio*" calcolo del Cd della Legge 10/91.

Inoltre tutta la normativa vigente (L 10/91 e DPR 412/93 con successivi aggiornamenti) risulta ampiamente rimaneggiata. Viene, in particolare, modificata la Relazione di calcolo ai sensi dell'art. 28 della L. 10/91 e le verifiche precedentemente indicate nei decreti attuativi. Il 29/12/2006 è stato pubblicato il D.Lgs n. 311 (detto anche 192 bis) che introduce disposizioni correttive ed integrative al D.Lgs 192/05. Quest'ultimo decreto incide profondamente sia nel campo della progettazione termotecnica che in quello della progettazione architettonica con l'introduzione di vincoli progettuali notevoli dei quali si parlerà nel prosieguo.

Per effetto del D.Lgs 311/96 il D.Lgs 192/05 risulta modificato sensibilmente ed il nuovo testo coordinato viene qui brevemente riportato. Le principali innovazioni introdotte sono così riassumibili:

Estensione dell'obbligo di emissione del certificato energetico **anche per edifici esistenti** ma solo al momento della loro immissione sul mercato immobiliare a titolo oneroso. Le disposizioni introdotte, rilevabili nel dettaglio all'Art. 2 del nuovo provvedimento, prevedono un'applicazione temporale graduale e con riferimento alla superficie utile in metri quadrati dell'immobile.

All'Art. 5 si precisa che per i nuovi edifici o per importanti ristrutturazioni definite all'Art. 3 comma 1 e comma 2 lettera a) del D.Lgs n 192/05, per i quali è stata richiesta la concessione edilizia dopo l'8 ottobre 2006, fino alla data di entrata in vigore delle Linee guida nazionali previste dall'Art. 6 comma 9, **l'attestato di certificazione energetica è sostituito da un attestato di qualificazione energetica**. Il documento è rilasciato da un professionista abilitato anche non estraneo alla proprietà, alla progettazione o alla realizzazione dell'edificio, ed è a carico del venditore o locatore. L'emissione dell'attestato diventa condizione essenziale per accedere ad agevolazioni di natura fiscale o a contributi di fondi pubblici per interventi sull'edificio e sugli impianti correlati a risparmio energetico.

Tempi più stretti per **l'adeguamento ai nuovi livelli di isolamento termico** (i valori di trasmittanza termica previsti per il 1° gennaio 2009 sono anticipati di un anno al 1 Gennaio 2008) e introduzione di nuovi limiti ancora più restrittivi dal 2010.

Nuovi limiti prestazionali e prescrittivi suddivisi per ambito di intervento nell'Allegato I. Si evidenzia che per tutte le categorie di edifici nel caso di nuova costruzione e ristrutturazione (Art. 3 comma 2 lettere a) e b)) si procede in sede progettuale alla verifica contemporanea del:

calcolo del **fabbisogno di energia primaria** per la climatizzazione invernale EPci ed alla verifica che risulti inferiore ai limiti in tabella 1 Allegato C

calcolo del rendimento medio stagionale dell'impianto termico e verifica che lo stesso risulti superiore al valore limite calcolato con $\eta_g = (65 + 3 \text{ Log Pn}) \%$

verifica delle trasmittanze termiche delle diverse componenti edilizie opache e trasparenti, che non devono superare il 30% dei valori fissati alle tabelle di cui ai punti 2,3,4 Allegato C.

Per tutte le categorie di edifici pubblici e privati, **obbligo di utilizzo di fonti rinnovabili per la produzione di energia termica ed elettrica.** L'impianto di produzione di energia termica deve essere progettato per coprire almeno il 50% del fabbisogno di energia primaria richiesta per produzione di

acqua calda sanitaria. Sono però rimandate ad apposito Decreto le modalità applicative degli obblighi, le prescrizioni minime e le caratteristiche tecniche e costruttive degli impianti che utilizzano predette fonti di energia.

- Ai fini di limitare i fabbisogni energetici per la climatizzazione estiva e di contenere la temperatura interna degli ambienti nel caso di edifici nuovi e ristrutturazioni nei casi previsti al comma 9 Allegato I è necessario **valutare** per tutte le categorie di edifici, le opere efficaci tali da ridurre l'apporto di calore per irraggiamento solare dei sistemi schermanti. Per gli immobili (escluse le categorie elencate al comma 10 Allegato I) con superficie utile superiore a 1000 m² è invece **obbligatorio** la presenza di sistemi schermanti esterni.

Il provvedimento contiene inoltre un modello aggiornato di **Relazione tecnica** di cui all'Art 28 Legge 10/91 (**Allegato E**), dei moduli aggiornati per la stesura dei rapporti di controllo degli impianti termici in funzione della potenzialità (**Allegato F e G**) e una serie di nuove misure relative alle operazioni di controllo e manutenzione degli impianti termici (Allegato L). Per eseguire rigorosamente i calcoli della prestazione energetica dell'edificio e le verifiche necessarie all'applicazione del Decreto Legislativo n 311, a memoria del progettista è riportato in **Allegato M** un elenco di norme UNI rispondenti ed attualmente in vigore.

Come si può osservare i cambiamenti introdotti sono notevoli e incidono nel modus operandi dei progettisti sia termotecnica che architettonici.

Tabella 1.1 Valori limite dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m² anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	10	10	15	15	25	25	40	40	55	55
≥ 0,9	45	45	60	60	85	85	110	110	145	145

Tabella 1.2 Valori limite, applicabili dal 1° gennaio 2008, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m² anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	9,5	9,5	14	14	23	23	37	37	52	52
≥ 0,9	41	41	55	55	78	78	100	100	133	133

Tabella 1.3 Valori limite, applicabili dal 1° gennaio 2010, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m² anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	8,5	8,5	12,8	12,8	21,3	21,3	34	34	46,8	46,8
≥ 0,9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

Figura 215: Nuovi parametri del D.Lgs 192/05 per edifici E1

Tabella 2.1 Valori limite dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m³ anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	2,5	2,5	4,5	4,5	7,5	7,5	12	12	16	16
≥ 0,9	11	11	17	17	23	23	30	30	41	41

Tabella 2.2 Valori limite, applicabili dal 1° gennaio 2008, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m³ anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	2,5	2,5	4,5	4,5	6,5	6,5	10,5	10,5	14,5	14,5
≥ 0,9	9	9	14	14	20	20	26	26	36	36

Tabella 2.3 Valori limite, applicabili dal 1° gennaio 2010, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m³ anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*a 601 GG*	*a 900 GG*	*a 901 GG*	*a 1400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤ 0,2	2,0	2,0	3,6	3,6	6	6	9,6	9,6	12,7	12,7
≥ 0,9	8,2	8,2	12,8	12,8	17,3	17,3	22,5	22,5	31	31

Figura 216: : Nuovi parametri del D.Lgs 192/05 per edifici diversi da E1

Tabella 2.1. Valori limite della trasmittanza termica U delle strutture opache verticali espressa in W/m²K

Zona climatica	*Dall'1 gennaio 2006* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2008* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2010* U (W/m²K)
A	0,85	0,72	0,62
B	0,64	0,54	0,48
C	0,57	0,46	0,40
D	0,50	0,40	0,36
E	0,46	0,37	0,34
F	0,44	0,35	0,33

3.1 Coperture

Tabella 3.1 Valori limite della trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura espressa in W/m²K

Zona climatica	*Dall'1 gennaio 2006* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2008* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2010* U (W/m²K)
A	0,80	0,42	0,38
B	0,60	0,42	0,38
C	0,55	0,42	0,38
D	0,46	0,35	0,32
E	0,43	0,32	0,30
F	0,41	0,31	0,29

3.2 Pavimenti verso locali non riscaldati o verso l'esterno

Tabella 3.2 Valori limite della trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali di pavimento espressa in W/m²K

Zona climatica	*Dall'1 gennaio 2006* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2008* U (W/m²K)	*Dall'1 gennaio 2010* U (W/m²K)
A	0,80	0,74	0,65
B	0,60	0,55	0,49
C	0,55	0,49	0,42
D	0,46	0,41	0,36
E	0,43	0,38	0,33
F	0,41	0,36	0,32

Figura 217: Nuovi parametri del D.Lgs 192/05

Tabella 4a. Valori limite della trasmittanza termica U delle chiusure trasparenti comprensive degli infissi espressa in W/m^2K

Zona climatica	*Dall'1 gennaio 2006* U (W/m^2K)	*Dall'1 gennaio 2008* U (W/m^2K)	*Dall'1 gennaio 2010* U (W/m^2K)
A	5,5	5,0	4,6
B	4,0	3,6	3,0
C	3,3	3,0	2,6
D	3,1	2,8	2,4
E	2,8	2,4	2,2
F	2,4	2,2	2,0

Tabella 4b. Valori limite della trasmittanza centrale termica U dei vetri espressa in W/m^2K

Zona climatica	*Dall'1 gennaio 2006* U (W/m^2K)	*Dall'1 gennaio 2008* U (W/m^2K)	*Dall'1 gennaio 2010* U (W/m^2K)
A	5,0	4,5	3,7
B	4,0	3,4	2,7
C	3,0	2,3	2,1
D	2,6	2,1	1,9
E	2,4	1,9	1,7
F	2,3	1,7	1,3

Figura 218: Trasmittanze per le chiusure trasparenti

$$\eta g = (75 + 3 \log Pn) \ \%$$

dove log Pn è il logaritmo in base 10 della potenza utile nominale del generatore o dei generatori di calore al servizio del singolo impianto termico, espressa in kW.

Per valori di Pn superiori a 1000 kW la formula precedente non si applica, e la soglia minima per il rendimento globale medio stagionale è pari a 84%.

Figura 219: Rendimento medio globale do impianto

NORME TECNICHE

La metodologia di calcolo adottata dovrà garantire risultati conformi alle migliori regole tecniche, a tale requisito rispondono le normative UNI e CEN vigenti in tale settore:

Fabbisogno energetico primario

UNI EN ISO 6946, Componenti ed elementi per edilizia - Resistenza termica e trasmittanza termica - Metodo di calcolo

UNI 10339, Impianti aeraulici ai fini del benessere - Generalità classificazione e requisiti - Regole per la richiesta d'offerta

UNI 10347, Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Energia termica scambiata tra una tubazione e l'ambiente circostante - Metodo di calcolo

UNI 10348, Riscaldamento degli edifici - Rendimenti dei sistemi di riscaldamento - Metodo di calcolo

UNI 10349, Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici

ENI 10379-05, Riscaldamento degli edifici - Fabbisogno energetico convenzionale normalizzato

UNI EN 13465, Ventilazione degli edifici - Metodi di calcolo per la determinazione delle portate d'aria negli edifici residenziali

UNI EN 13779, Ventilazione negli edifici non residenziali - Requisiti di prestazione per i sistemi di ventilazione e di condizionamento

UNI EN 13789, Prestazione termica degli edifici - Coefficiente di perdita di calore per trasmissione - Metodo di calcolo

UNI EN 832, Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento - edifici residenziali

UNI EN ISO 13790, Prestazione termica degli edifici - Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento

UNI EN ISO 10077-1, Prestazione termica di finestre, porte e chiusure - Calcolo della trasmittanza termica - Metodo semplificato

UNI EN ISO 10077-2, Prestazione termica di finestre, porte e chiusure - Calcolo della trasmittanza termica - Metodo numerico per i telai

UNI EN ISO 13370, Prestazione termica degli edifici - Trasferimento di calore attraverso il terreno - Metodi di calcolo

Raccomandazione CTI Esecuzione della certificazione energetica - Dati relativi all'edificio

Raccomandazione CTI Raccomandazioni per l'utilizzo della norma UNI 10348 ai fini del calcolo del fabbisogno di energia primaria e del rendimento degli impianti di riscaldamento

Ponti termici

UNI EN ISO 10211-1, Ponti termici in edilizia - Flussi termici e temperature superficiali - Metodi generali di calcolo

UNI EN ISO 10211-2, Ponti termici in edilizia - Calcolo dei flussi termici e delle temperature superficiali - Ponti termici lineari

UNI EN ISO 14683, Ponti termici nelle costruzioni edili - Trasmittanza termica lineare - Metodi semplificati e valori di progetto

Verifiche condensa

UNI EN ISO 13788, Prestazione igrometrica dei componenti e degli elementi per l'edilizia - Temperatura superficiale interna per evitare l'umidità superficiale critica e condensa interstiziale - Metodo di calcolo

UNI EN ISO 15927-1, Prestazione termoigrometrica degli edifici - Calcolo e presentazione dei dati climatici - Medie mensili dei singoli elementi meteorologici

Valutazione per il periodo estivo

UNI EN ISO 13786, Prestazione termica dei componenti per edilizia - Caratteristiche termiche dinamiche - Metodi di calcolo

Schermature solari esterne

UNI EN 13561, Tende esterne requisiti prestazionali compresa la sicurezza (in obbligatorietà della marcatura CE)

UNI EN 13659, Chiusure oscuranti requisiti prestazionali compresa la sicurezza (in obbligatorietà della marcatura CE)

UNI EN 14501, Benessere termico e visivo caratteristiche prestazioni e classificazione

UNI EN 13363.01, Dispositivi di protezione solare in combinazione con vetrate; calcolo della trasmittanza totale e luminosa, metodo di calcolo semplificato

UNI EN 13363.02, Dispositivi di protezione solare in combinazione con vetrate; calcolo della trasmittanza totale e luminosa, metodo di calcolo dettagliato

Banche dati

UNI 10351, Materiali da costruzione - Conduttività termica e permeabilità al vapore

UNI 10355, Murature e solai - Valori della resistenza termica e metodo di calcolo

UNI EN 410, Vetro per edilizia - Determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate

UNI EN 673, Vetro per edilizia - Determinazione della trasmittanza termica (valore U) - Metodo di calcolo

UNI EN ISO 7345, Isolamento termico - Grandezze fisiche e definizioni

Figura 220: Norme Tecniche di riferimento

6. PRINCIPALI RISULTATI DEI CALCOLI

a) Involucro edilizio e ricambi d'aria
Caratteristiche termiche, idrometriche e di massa superficiale dei componenti opachi dell'involucro edilizio
Confronto con i valori limite riportati all'articolo 10 del decreto legislativo
Vedi allegati alla presente relazione

Caratteristiche termiche dei componenti finestrati dell'involucro edilizio
Confronto con i valori limite riportati all'articolo 10 del decreto legislativo
Classe di permeabilità all'aria dei serramenti esterni
Vedi allegati alla presente relazione

Attenuazione dei ponti termici (provvedimenti e calcoli)

Trasmittanza termica (K) degli elementi divisori tra alloggi o unità immobiliari confinanti (distinguendo pareti verticali e solai)
Confronto con il valore limite riportato all'articolo 10 del decreto legislativo

Verifica termoigrometrica
Vedi allegati alla presente relazione

Numeri di ricambi d'aria (media nelle 24 ore) - specificare per le diverse zone

Portata d'aria di ricambio (G) solo nei casi di ventilazione meccanica controllata m³/h

Portata dell'aria circolante attraverso apparecchiature di recupero del calore disperso (solo se previste dal progetto) m³/h

Rendimento termico delle apparecchiature di recupero del calore disperso (solo se previste dal progetto)

b) Valore dei rendimenti medi stagionali di progetto

Rendimento di produzione (%)
Rendimento di regolazione (%)
Rendimento di distribuzione (%)
Rendimento di emissione (%)
Rendimento globale

c) Fabbisogno annuo di energia primaria per la climatizzazione invernale

Metodo di calcolo utilizzato (indicazione obbligatoria)
Valore di progetto kWh/m^2 . anno
Confronto con il valore limite riportato all'articolo 10 del decreto legislativo kWh/m^2 . anno

d) Fabbisogno energetico normalizzato per la climatizzazione invernale

Valore di progetto kJ/m³GG

e) Predisposizione delle opere per l'installazione di fonti rinnovabili

Descrizione
Vedi allegati alla presente relazione

f) Impianti solari termici per la produzione di acqua calda sanitaria

Descrizione, caratteristiche tecniche e percentuale di copertura del fabbisogno annuo

Figura 221: Nuovi dati nella relazione di calcolo del D.Lgs 192/95

Il nuovo decreto è entrato in vigore il 08/10/05.

10.2 CONSIDERAZIONI SUL D.LGS 192/2005 E SUL D.LGS 311/06

Questo decreto va ad innovare la normativa esistente sulla riduzione del consumo energetico per il riscaldamento degli edifici.

I dati principali si possono così riassumere:

- Verifica di isolamento non più legata al calcolo del Cd ma legata alla trasmittanza di tutti gli elementi disperdenti (vedi Figura 215 e Figura 217);

- Verifica energetica del FEN semplificata (in particolare non è richiesta la verifica del FEN_{limite});
- Mantenimento del rendimento globale di impianto ma con valore limite inferiore più elevato;
- Calcolo del consumo specifico di energia (EP_{CI}) ai fini della certificazione energetica degli edifici;
- Incentivazione all'utilizzo di energie alternative (solare termico, solare fotovoltaico, teleriscaldamento);
- Verifica delle prestazioni di impianto;
- Calcoli redatti da tecnici competenti con assunzione di responsabilità diretta.
- La necessità di prevedere adeguate superfici di esposizione non ombreggiate ed esposte a sud per l'installazione di impianti solari termici (50% del fabbisogno di acqua calda sanitaria) comporta una interazione **forte nei criteri di progettazione architettonica**.
- L'utilizzo di energie alternative non è più considerato un lusso ma una necessità, anche al fine di rispettare il protocollo di Kyoto.
- Le nuove abitazioni e quelle da ristrutturare superiori a 1000 mq dovranno tenere conto di queste specifiche e dovranno prevedere l'interazione dell'impiantistica solare non solamente con una adeguata **superficie di raccolta** ma anche con la previsione di un **volume tecnico** e di opportuni **cavedi** di collegamento.
- Per superfici utili superiori a 1000 m^2 occorre prevedere schermi solari esterni.

La certificazione energetica non è da considerare di secondaria importanza: tutti gli atti notarili di compravendita dovranno citare il certificato energetico degli edifici.

Si presume una influenza di questa certificazione energetica anche sul valore degli immobili per effetto delle incentivazioni che da questa certificazione deriveranno.

10.3 NORME TRANSITORIE

Il decreto legislativo 192/2005 rinvia per la sua attuazione ad una serie di decreti che sono in fase di elaborazione da parte degli organi competenti del Ministero delle Attività Produttive.

Il legislatore ha però colto l'occasione della pubblicazione del decreto legislativo per introdurre comunque delle modificazioni consistenti alla legislazione vigente.

Infatti, in attesa dei citati decreti attuativi, **si continua ad applicare la legge 10/91**, con tutta la sua strumentazione (DPR 412 e 551), ma **modificata ed integrata** dalle norme transitorie del D.Lgs. 192/05 e del D.Lgs 311/2006.

Le norme transitorie sono regolamentate dagli articoli:

- Art. 11 – Requisiti della prestazione energetica degli edifici
- Art. 12 – Esercizio, manutenzione e ispezione degli impianti termici

Fino alla data di entrata in vigore dei decreti di cui all'articolo 4, comma 1, il calcolo della prestazione energetica degli edifici nella climatizzazione invernale ed, in particolare, il **fabbisogno annuo di energia primaria (EPci) è disciplinato dalla legge 9 gennaio 1991, n. 10**, come modificata dal presente decreto.

10.3.1 SANZIONI PREVISTE

Sono previste sanzioni per i seguenti casi:

- Il progettista che rilascia relazione tecnica o certificazione energetica non conforme allo standard
- Il progettista che rilascia relazione tecnica o certificazione energetica non veritiere
- Il direttore dei lavori che omette di presentare l'asseverazione di conformità
- Il direttore dei lavori che presenta falsa asseverazione di conformità
- Il "**conduttore**" che non provvede alla manutenzione

- L'operatore incaricato del controllo e manutenzione che non rilascia o falsifica il rapporto di controllo tecnico
- Il **costruttore** che non consegna l'originale della certificazione energetica

10.3.2 NORME ABROGATE

Sono abrogate le seguenti norme della **Legge 10/91**

- l'articolo 4, commi 1 e 2 (decreto per norme edilizia sovvenzionata);
- l'articolo 28, commi 3 e 4; (decreto su format, riferimento ad art. 33 e deposito in comune)
- l'articolo 29; (rif. Legge 46 per certificazione e collaudo)
- l'articolo 30; (certificazione energetica)
- l'articolo 33, commi 1 e 2; (controlli e verifiche)
- l'articolo 34, comma 3 (sanzione al progettista ed al costruttore -> da % sul valore dell'opera a % sulla parcella)
- Sono abrogate le seguenti norme del **DPR 412**
- l'articolo 5, commi 1, 2 e 4; (η_g val. limite e riferimento a norme UNI per calcolo η_p)
- l'articolo 7, comma 7; (riferimento a norme UNI 9182 per dimensionamento generatore)
- l'articolo 8 (obbligo del punto di prelievo fumi).
- È abrogato il D.P.R. di recepimento delle norme UNI serie 1034x e altre.

10.3.3 COSA SI DEVE FARE OGGI?

- Si continua ad applicare la legge 10/91 così come integrata dalle norme transitorie del D.Lgs. 192/05
- Si utilizzano i DPR 412 e 551 modificati e gli allegati al D.Lgs. 192/05
- Non si applica più il DPR 1052 essendo stato abrogato i commi 1 e 2 art 4 della legge 10/91
- Non si effettua più la verifica del Cd, tranne per le Regioni che hanno legiferato diversamente (clausola di cedevolezza).

10.3.4 NUOVO INDICATORE DI PRESTAZIONE ENERGETICA

Nel caso di edifici di **nuova costruzione** e **ristrutturati con s.u. > 1000 m^2**, si procede in sede progettuale alla determinazione del **fabbisogno annuo di energia primaria** per la climatizzazione invernale (EP_{CI}) espresso in chilowattora per metro quadrato di **superficie utile** dell'edificio (kWh/m2 anno) e alla verifica che lo stesso risulti inferiore ai valori riportati nella seguente tabella.

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	*A 601 GG*	*A 900 GG*	*a 901 GG*	*a 01400 GG*	*a 1401 GG*	*a 2100 GG*	*a 2101 GG*	*a 3000 GG*	*oltre 3000 GG*
≤0,2	10	10	15	15	25	25	40	40	55	55
≥0,9	45	45	60	60	85	85	110	110	145	145

Tabella 87: Valori del EPci

Sostituzione dell'indice di prestazione energetica, **FEN** espresso in kJ/m^3GG con un indice EPCI espresso in kWh/m^2 *anno* e relativi limiti.

Tali limiti risultano mediamente circa **il 40% in meno** dell'equivalente limite espresso in FEN !

- S, espressa in metri quadrati, è la superficie che delimita verso l'esterno (ovvero verso ambienti non dotati di impianto di riscaldamento) il volume riscaldato V: superficie disperdente ≤ sup. di inviluppo del volume V;

- V è il volume lordo, espresso in metri cubi, delle parti di edificio riscaldate, definito dalle superfici che lo delimitano.

Si procede nei calcoli esattamente come si calcolava il FEN. Si fa riferimento al regime di **riscaldamento continuo** (24 ore su 24) e si determina con la EN 832 e la UNI 10379 -2005 il **fabbisogno di energia primaria convenzionale** stagionale per il riscaldamento, Q e si normalizza tale energia primaria per i metri quadri di superficie utile Q/S_{utile}

Per gli edifici ristrutturati con s.u. minore di 1000 m² non E8 – comma 2 non si calcola e non si verifica l'indice di efficienza energetica EPCI ma si impone **solo** il rispetto di specifici parametri prescrittivi:

- trasmittanze termiche $U \le U_{lim}$
- trasmittanze strutture verticali opache (comma 6)
- trasmittanze strutture orizzontali opache (com. 7)
- trasmittanze chiusure trasparenti (comma 8)

Per le trasmittanze limiti valgono quanto indicato in Figura 215 e Figura 217. Lo stesso dicasi per le trasmittanze degli infissi.

Per i ponti termici occorre tenere conto delle aree frontali delle superfici e cioè occorre calcolare la trasmittanza media pesata secondo le aree delle superfici frontali dei vari componenti la parete e utilizzare questa per il confronto con la trasmittanza limite riportata nelle tabelle. Vale la relazione

$$U_{\text{limite}} \ge \frac{\sum_{i=1}^{N_{elementi}} A_i \cdot U_i}{\sum_{i=1}^{N_{elementi}} A_i}$$

Nel caso di edifici di nuova costruzione e ristrutturati con s.u. > 1000 m^2, se:

- sono rispettati i requisiti sulle trasmittanze termiche (commi 6, 7 e 8)
- l'impianto termico ha un rendimento globale medio stagionale η_g(nuova espressione):
- $\eta_g \ge \eta_{g,\lim} = 75 + 3\log_{10}(P_n)$
- si può attribuire all'edificio il valore limite dell'indicatore energetico EP_{CI} senza calcolarlo
- Per nuova installazione o ristrutturazione totale impianto termico – comma 3 allora:
- Si calcola l'indice di efficienza energetica EP_{CI} e lo si verifica comparandolo con il valore limite della tabella 1 allegato C aumentato del 50%:
- $EP_{CI} \le 1.5 * EP_{CI,lim}$
- In alternativa se è potenza nominale < 100 kW si può applicare il criterio per sola sostituzione del generatore termico

Nel caso di sostituzione del generatore termico allora s**i può evitare qualsiasi calcolo se** si verifica l'esistenza dei requisiti:

- i nuovi generatori siano certificati e dotati della marcatura di rendimento energetico pari a tre o quattro stelle
- la temperatura media del fluido termovettore in corrispondenza delle condizioni di progetto sia non superiore a 60°C;
- siano presenti dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizioni uniformi, di cui al successivo comma 12 (già obbligatorio negli edifici nuovi o ristrutturati);
- se, solo per potenze del focolare maggiori o uguali a 35 kW, siano installati nuovi generatori di potenza nominale del focolare non superiore del 10% a quella dei generatori che vengono sostituiti.

Se non è verificato **anche uno solo** dei predetti requisiti occorre:

- calcolare e verificare il rendimento di produzione medio stagionale η_p
- $\eta_p \geq \eta_{p,\lim} = 77 + 3\log_{10}\left(P_n\right)$
- così come richiesto dal DPR 412, cioè tenendo conto delle condizioni programmate di accensione-spegnimento o attenuazione;
- calcolare e verificare l'indicatore di efficienza energetica EPCI , così come richiesto al comma 1.

10.3.5 DISPOSITIVI DI REGOLAZIONE

"Oltre quanto richiesto dal DPR 412-551 per tutti gli edifici e gli impianti termici nuovi o ristrutturati, *è prescritta l'installazione di dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone aventi caratteristiche di uso ed esposizioni uniformi* al fine di non avere sovrariscaldamento per effetto degli apporti solari e degli apporti gratuiti interni." Il D.Lgs. 192-2005 di fatto rende obbligatoria *sempre e comunque* l'installazione dei dispositivi di regolazione automatica di ambiente nei singoli locali o zone, rendendo inutile la verifica del potenziale surriscaldamento legato ai guadagni solari

10.3.6 EDIFICI PUBBLICI

Nel caso di edifici Pubblici o ad uso pubblico di nuova costruzione è **obbligatoria** l'installazione di impianti solari termici per la produzione di acqua calda sanitaria."

"L'impianto deve essere progettato e realizzato in modo da coprire almeno il 50% del consumo annuo di energia termica richiesta dall'utenza per la produzione di acqua calda sanitaria." "L'eventuale impossibilità tecnica (non economica!) di rispettare la presente disposizione deve essere **dettagliatamente motivata** nella relazione tecnica."

L'obbligatorietà della frazione solare pari al 50% del fabbisogno per la produzione dell'acqua calda sanitaria è tecnicamente ed economicamente ragionevole, la sua limitazione ai soli edifici pubblici limita però l'importanza del risultato. Si aggiunge al comma 15 dell'articolo 5 del DPR 412-92 che invece obbliga alla verifica tecnico-economica **anche** per l'aspetto **climatizzazione invernale**.

Il progettista dovrà inserire i calcoli e le verifiche previste nella relazione attestante la rispondenza alle prescrizioni, che il proprietario dell'edificio, o chi ne ha titolo, deve depositare presso le amministrazioni competenti, in doppia copia, insieme alla denuncia dell'inizio dei lavori relativi alle opere " "Schemi e modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica sono riportati nell'allegato E. "

Tra le poche novità sostanziali è la scomparsa dagli schemi della documentazione delle valutazioni specifiche all'impiego delle fonti rinnovabili di energia per gli edifici pubblici ed ad uso pubblico. In realtà *l'obbligo di valutazione sussiste* in quanto è sempre in vigore sia l'art. 1 comma 3, sia l'art. 26 comma 7 della legge 10-91, sia il comma 15 del DRP 412-92

Nel caso di edifici pubblici od ad uso pubblico, si ritiene ormai parte integrante nel normale processo progettuale la valutazione sul ricorso alle fonti rinnovabili e quindi si richiede di *documentare solo il non ricorso* ovviamente nella sezione relativa alle deroghe.

L'altra novità principale è, sempre per un edificio pubblico od ad uso pubblico, :

- "per gli Enti soggetti all'obbligo della nomina di un Responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia, la relazione progettuale dovrà essere obbligatoriamente integrata attraverso attestazione di verifica sulla utilizzabilità delle fonti rinnovabili

cioè

- il responsabile deve integrare la relazione tecnica con un'"attestazione di verifica sulla utilizzabilità delle fonti rinnovabili, cioè deve eseguire o far eseguire una verifica tecnica sull'utilizzabilità delle fonti rinnovabili per la riduzione dell'impiego di energia primaria e deve sempre sottoscriverne i risultati, assumendosi la responsabilità di quanto riportato (asseverazione)

10.4 I REQUISITI PRESCRITTIVI INTRODOTTI DAL D.LGS 192/05

Il nuovo decreto introduce requisiti prescrittivi e prestazionali. In particolare introduce per gli edifici di ogni categoria ad esclusione di E.5, E.6 e E.8 alcune indicazioni generiche e generali:

- che siano presenti elementi di schermatura delle superfici vetrate, esterni o interni, fissi o mobili, tali da ridurre l'apporto di calore per irraggiamento solare, e che siano efficaci;

e un requisito **prescrittivo:**

- "che, nelle zone climatiche A,B,C e D, nelle località dove il valore medio mensile dell'irradianza sul piano orizzontale $I_{m,s}$, nel mese di massima insolazione, sia maggiore o uguale a 250 W/m^2, la **massa superficiale** $\mathbf{M_S}$ delle pareti opache, verticali, orizzontali e inclinate, esclusi gli intonaci, **sia superiore a 230 kg/m^2"**.

- Occorre specificare che tale prescrizione si applica di fatto a **tutti** i comuni d'Italia .

Il requisito prescrittivo non è però completamente vincolante, ma può essere sostituto da un **requisito prestazionale**:

- "Possono essere impiegate pareti con massa areica inferiore purché si dimostri e certifichi che queste permettano di contenere le oscillazioni della temperatura degli ambienti, in funzione dell'andamento dell'irraggiamento solare, allo stesso livello raggiungibile con la parete da 250 kg/m2".

Quindi occorre in tal caso:

- assumere di avere una parete con una trasmittanza termica pari a quella della parete progettata e con massa frontale pari al valore 250 kg/m^2,
- calcolare l'oscillazione non controllata della temperatura interna nelle condizioni di progetto estive,
- calcolare tale oscillazione per la parete progettata,
- comparare l'ampiezza dell'oscillazione tra i due casi, o meglio il valore massimo che si raggiunge;
- perché la parete in progetto sia accettabile occorre che il valore massimo di temperatura raggiunto sia non superiore a quello raggiunto con la parete di riferimento.

È una novità importante e un impegno significativo nella progettazione del sistema edilizio per favorire l'introduzione delle energie rinnovabili nella climatizzazione degli edifici.

Infatti recita, nella prima parte, che "*nel caso di nuova costruzione o ristrutturazione di edifici* ***è obbligatoria la predisposizione delle opere****, riguardanti l'involucro dell'edificio e gli impianti, necessarie a* ***favorire il collegamento a reti di teleriscaldamento, ad impianti solari termici e impianti fotovoltaici*** *e i loro allacciamenti agli impianti dei singoli utenti e alle reti*".

La seconda parte fa poi riferimento ad una possibile estensione agli edifici esistenti, che dovrebbe essere regolamentata dall'allegato D al D.Lgs. 192-2005, dove invece risulta essere assente ogni riferimento all'esistente.

10.5 NUOVA RELAZIONE EX ART. 28 L. 10/91

Sono previste diverse novità nella stesura della Relazione Tecnica. In particolare:

- dati tecnici e costruttivi dell'edificio:
- compare la superficie utile (calpestabile)
- scompare stranamente la massa efficace dell'involucro edilizio
- scompare la classe di permeabilità dei serramenti (che in realtà verrà recuperata successivamente);
- dati relativi all'impianto termico:
- sparisce (apparentemente) la richiesta di fornire lo schema funzionale dell'impianto con il dimensionamento della rete del fluido termovettore e delle apparecchiature e con evidenziazione dei dispositivi di regolazione e contabilizzazione; tale schema doveva anche riportare una tabella riassuntiva delle apparecchiature con le loro caratteristiche funzionali e di tutti i componenti rilevanti ai fini energetici con i loro dati descrittivi e funzionali; lo schema funzionale, senza l'obbligo delle specifiche suddette va comunque riportato

- dati relativi all'impianto termico:
- relativamente ai **condotti di evacuazione** dei prodotti della combustione, essendo stato abrogato il recepimento delle norme UNI come unica regola tecnica da seguire, si chiede di dichiarare **con quale norma** è stato eseguito il dimensionamento;
- principali risultati dei calcoli:
- **componenti opachi:** oltre alle caratteristiche termiche (trasmittanza) ed igrometriche occorre specificare la **massa areica frontale**; sparisce ogni riferimento ad uno specifico formato di presentazione di dati e si rinvia (per la loro descrizione) ad un generico allegato alla relazione; infine il "Confronto con i valori limite all'art. 10….", va letto come art. 11 , che poi rimanda all'appendice I, ed in particolare ai commi 6 e 7 (trasmittanza limite), e va effettuato solo se si è presenza di ristrutturazione dell'involucro edilizio degli edifici non E.8 con meno di 1000 m^2 di superficie utile, o qualora si decidesse di optare per la procedura "semplificata".

10.6 NORME TRANSITORIE

Come si è sopra indicato, l'introduzione del D.Lgs 192/05 e del D.Lgs 311/06 (che integra e modifica il precedente) si è avuta una bella rivoluzione nell'applicazione della L. 10/91 e del suo apparato di calcolo.

Tuttavia l'applicazione piena di questi ultimi decreti non è ancora possibile perché le norme di applicazione, inizialmente da pubblicare entro 120 giorni dall'entrata in vigore della 192/05, non sono state a tutt'oggi pubblicate.

Il regime transitorio è esplicitamente riportato nelle nuove norme e risulta piuttosto cervellotico da applicare. Se ne desidera qui effettuare un breve cenno operativo.

10.6.1 EDIFICIO DI NUOVA COSTRUZIONE

Calcolo integrale Allegato I c.1

- **a)** verifica che l'EPci risulti inferiore ai valori limite riportati nelle tabelle di cui al punto 1 dell'All.C
- **b)** verifica che il rendimento globale medio stagionale risulti superiore a $65 + 3 \cdot \log(Pn)$. Se Pn >1000, allora il rendimento limite si assume pari a 74%.
- **c)** verifica che la trasmittanza termica delle diverse strutture non superi di oltre il 30% i valori fissati nelle tabelle ai punti 2,3,4 dell'All. C.

Calcolo semplificato

Allegato I c.6

- Quando il rapporto tra la superficie trasparente complessiva e la superficie utile inferiore a 0,18, la verifica dell'EPci si può omettere se:
- generatori con rendimento termico utile a carico pari al 100% di Pn
- $\eta u \geq X + 2 \cdot \text{Log}(Pn)$ X = 90 per zone A B C X = 93 per zone D E F
- temperatura media del fluido termovettore < 60°C
- sia installata una centralina di termoregolazione programmabile in ogni unità immobiliare e dispositivi modulanti per la regolazione automatica della temperatura
- per le pompe di calore elettriche, il rendimento utile in condizioni nominali, riferito all'energia primaria sia $\eta u \geq 90 + 3 \cdot \log(Pn)$
- come valore dell'EPci si assume l'EPci limite.

10.6.2 RISTRUTTURAZIONE O AMPLIAMENTO

- **Art.3 c.2 lett. a) n1**

- Ristrutturazione integrale degli elementi edilizi di edifici esistenti con superficie utile superiore a 1000 m²
- **Art.3 c.2 lett. a) n2**
- Demolizione e ricostruzione di edifici esistenti con superficie utile superiore a 1000 m²
- **Art.3 c.2 lett. b)**
- Ampliamento dell'edificio nel caso che lo stesso ampliamento risulti superiore al 20% dell'intero edificio esistente.
- **Art.3 c.2 lett. c) n1**
- Ristrutturazione totale o parziale, manutenzione straordinaria dell'involucro edilizio e ampliamenti volumetrici all'infuori di quanto previsto alle lettere a) e b)
- **Allegato I c.2**
- a) la trasmittanza delle strutture opache verticali, a ponte termico corretto, deve essere inferiore o uguale a quello riportato nella tab.2, punto 2, Allegato C.
- b) la trasmittanza delle strutture opache orizzontali o inclinate, a ponte termico corretto, deve essere inferiore o uguale a quello riportato nella tab.3, punto 3, Allegato C (esclusa categoria E.8).
- c) la trasmittanza delle chiusure trasparenti comprensive dell'infisso,deve rispettare i limiti riportati nelle tab. 4a e 4b al punto 4 dell' Allegato C. (esclusa categoria E.8).

10.6.3 NUOVA INSTALLAZIONE O RISTRUTTURAZIONE DI IMPIANTI TERMICI IN EDIFICIO ESISTENTE / SOSTITUZIONE DI GENERATORE

- **Art.3 c.2 lett. c) n°2**
- Nuova installazione di impianti termici in edifici esistenti o ristrutturazione degli stessi impianti
- **Art.3 c.2 lett. c) n°3**
- Sostituzione di generatori di calore
- **Allegato I, c.4**
- **a)** rendimento termico utile al 100% del generatore $\eta u \geq 90 + 2\log(Pn)$; se $Pn > 400$ $\eta u \geq 90 + 2 \text{ Log } (400)$

  10.7 Allegato I, c.5, lett. a/b

  10.8 Se non può essere rispettato il comma 4 lettera a), il comma 4 può applicarsi ugualmente se:

  10.9 a) vengono installati generatori con rendimento termico utile a carico parziale pari al 30% della potenza termica utile nominale, $\eta u \geq 85 + 3 \cdot \log (Pn)$

  10.10 b) relazione dettagliata che attesti i motivi della deroga dalle disposizioni del comma 4.
- **b)** per le pompe di calore elettriche ηu riferito all'energia primaria sia: $\eta u \geq 90 + 3 \cdot \log (Pn)$
- **c)** siano presenti almeno una centralina di termoregolazione programmabile per ogni generatore e dispositivi modulanti per la regolazione automatica della temperatura ambiente nei singoli locali o nelle singole zone, che per le loro caratteristiche d'uso ed esposizione possano godere di apporti di calore solari o comunque gratuiti. La centralina deve:
- • essere pilotata da sonde di rilevamento della temperatura interna con programmatore che consenta la regolazione della temperatura ambiente […] impianti termici centralizzati.
- • consentire la programmazione e la regolazione della temperatura ambiente su due livelli di temperatura nell'arco delle 24 ore, nel caso di impianti termici per singole unità immobiliari

- **d)** se la potenza nominale al focolare è maggiore del valore preesistente, tale aumento sia motivato con la verifica dimensionale dell'impianto di riscaldamento.
- **e)** se il generatore è a servizio di più unità immobiliari sia verificata la corretta equilibratura del sistema di distribuzione.
- **f)** se generatori con potenza nominale inferiore ai 35 kW è rimessa alle autorità competenti la valutazione.
- **Allegato I, c.3**
- • Verifica che il rendimento globale medio stagionale risulti superiore a 75 + 3 · log (Pn) (All.C c.5). Se pn > 1000 kW, il rendimento limite si assume pari a 84%.
- • Se Pn al focolare ≥ 100kW, allegare alla relazione tecnica una diagnosi energetica dell'edificio e dell'impianto nella quale si individuano gli interventi di riduzione della spesa energetica.

10.10.1 PER TUTTI I CASI VALGONO E SEGUENTI RIFERIMENTI

- **Allegato I, c.7**
- Per tutti gli edifici, (esclusi E.8), in zona climatica C,D,E,F, il valore della trasmittanza delle strutture edilizie di separazione deve essere inferiore a 0,8W/m²K, nel caso di pareti divisorie verticali e orizzontali. Il medesimo limite deve essere rispettato per tutte le strutture opache, verticali, orizzontali e inclinate, che delimitano verso l'ambiente esterno gli ambienti non dotati di impianto di riscaldamento.
- **Allegato I, c.8**
- Per tutti gli edifici, (esclusi E.8), si procede alla verifica dell'assenza di condensazioni superficiali e che le condensazioni interstiziali delle pareti opache siano limitate alla quantità rievaporabile.
- **Allegato I, c.9**
- Per tutti gli edifici, (esclusi E.6 e E.8), nel caso di edifici di nuova costruzione e ristrutturazione di edifici esistenti di cui all'Art.3, c.2, lett. a/b/c1(solo ristrutturazioni totali):
- - valutazione dei sistemi schermanti
- - verifica in tutte le zone (eccetto la F), per le località dove il valore medio mensile dell'irradianza sul piano orizzontale nel mese di massima insolazione estiva sia maggiore o uguale a 290 W/m², che il valore della massa superficiale delle pareti opache verticali, orizzontali o inclinate, sia superiore a 230 kg/m²
- **Allegato I, c.10**
- Per tutti gli edifici, (esclusi E.6 e E.8), limitatamente a collegi, conventi, case di pena e caserme per la E.1, per immobili di superficie utile superiore a 1000 m², nel caso di edifici di nuova costruzione e ristrutturazioni di cui all'Art.3 c.2 lett. a/b/c1(solo ristrutturazioni totali), è obbligatoria la presenza di sistemi schermanti esterne.
- **Allegato I, c.13/c.14**
- Per edifici di nuova costruzione e in caso di ristrutturazione di cui all'Art.3 c.2 lett.a), è obbligatoria l'installazione di impianti fotovoltaici per la produzione di energia elettrica. E' inoltre obbligatoria la predisposizione delle opere a favorire il collegamento a reti di teleriscaldamento.
- **Allegato I, c.11**
- Per tutti gli edifici e gli impianti nuovi o ristrutturati è prescritta l'installazione di dispositivi per la regolazione automatica della temperatura ambiente.
- **Allegato I, c.12**
- Per tutte le categorie di edifici è obbligatorio l'uso di fonti rinnovabili per la produzione di energia termica ed elettrica. In edifici di nuova costruzione o nuova installazione o

ristrutturazione di impianti termici, l'impianto deve coprire almeno il 50% (20% per edifici storici) del fabbisogno di acqua calda sanitaria. Le modalità applicative saranno disponibili in seguito, con apposito decreto (Allegato I, comma 13).

Osservazioni sulla sostituzione del generatore di calore

L'obbligo di utilizzare generatori di calore a tre o quattro stelle limita molto la scelta di mercato essendo il numero di questo tipo di generatori limitato.

Ancora più sconcertante è l'obbligo di utilizzare temperatura del fluido termovettore non superiore a 60 °C. Ciò fa evidentemente riferimento alle caldaie con recupero di condensa da lato ma dall'altro pone grossi problemi sull'effettiva resa dei terminali finali. Questi, infatti, hanno una resa termica che dipende dalla differenza di temperatura fra corpo scaldante e ambiente secondo la relazione:

$$Q_{resa} = C\,\Delta T_{cs-amb}^{n}$$

I coefficienti C ed *n* sono dati dal Costruttore mentre si ha:

$$\Delta T_{cs-amb} = \frac{T_{f_i} + T_{f_u}}{2} - T_a$$

essendo T_{fi} e T_{fu} le temperature del fluido termovettore in ingresso ed uscita dal corpo scaldante e T_a la temperatura dell'ambiente.

Per generatori esistenti (e quindi vecchi oltre 10 anni) è lecito pensare che si abbia $\Delta T_{cs\text{-}amb}$ = 50-60 °C , mentre per acqua entrante a 60 °C ed uscente a 50 °C la nuova differenza diviene 35 °C. In questi casi la resa dei corpi scaldanti è circa il 35% inferiore al caso di ΔT=50 °C e quindi tutto il funzionamento dell'impianto risulta compromesso. Occorrerebbe rifare anche la rete di distribuzione e installare nuovi corpi scaldanti e questo significa intervenire anche all'interno degli ambienti.

La canna fumaria dimensionata per fumi a 120-130 °C delle vecchie caldaie non possono funzionare correttamente per fumi a 80-90 °C delle caldaie a condensazione. Ciò significa che occorre cambiare anche la canna fumaria.

In definitiva sostituire il generatore termico significa, per quanto sopra detto, rifare l'intero impianto di riscaldamento con tutti i problemi che ne derivano in edifici esistenti.

Anche le verifiche alternative risultano particolarmente gravose poiché il EPCI di edifici esistenti e verosimilmente senza isolamento termico non conforme alla 192/05 sarà facilmente superiore al $EPci_{limite}$ non maggiorato del 50% come nel caso di edifici ristrutturati Inoltre il rendimento medio stagionale pari a:

$$\eta_p = 77 + 3\,Log\,P_n$$

appare fortemente limitativo e difficile da verificare.

10.11 LIMITI ARCHITETTONICI IMPOSTI DAL D.LGS 192/05 E 311/06

L'art. 10 dell'All. I del D.Lgs 311/06 impone che sino presenti schermi antisolari esterni. Inoltre l'art. 21 dello stesso allegato così recita:

> "Nel caso di edifici di nuova costruzione, al fine di limitare i fabbisogni energetici per la climatizzazione invernale ed estiva, sono prescritti limiti massimi al rapporto superficie trasparente e superficie opaca dell'involucro edilizio nella seguente misura:
> - **0,2**, nel caso di edifici appartenenti alla categoria E(1) ad eccezione di collegi, conventi, case di pena e caserme;
> - **0,5**, per i restanti edifici, ad eccezione delle categorie E.6 ed E.8."

Pertanto sia per effetto dell'art. 10 che per l'art. 21 i progettisti architettonici debbono ora verificare sia il contributo solare (che provoca *surriscaldamento*) e la massa superficiale delle pareti che il rapporto fra le superfici vetrate e la superficie utile in pianta.

Inoltre occorre predisporre sempre una superficie di raccolta della radiazione solare sia per collettori termici che fotovoltaici.

Tutti questi limiti non sono rivolti agli impiantisti ma ai progettisti architettonici e forniscono indicazioni ben precise sulle metodologie progettuali da seguire.

Controlli della superficie vetrata

Il controllo del rapporto *superficie_vetrata/Superficie_Utile* sia per edifici privati (categoria E.1) che per le restanti categorie (escluse la categoria E.6, attività sportive, ed E.8, edifici industriali ed artigianali) è una vera innovazione progettuale.

Essa tende ad evitare la ingiustificata tendenza di edifici eccessivamente vetrati o con superficie vetrata abnorme in rapporto alla superficie dei pavimenti.

In base a quanto detto sull'effetto serra, una superficie eccessivamente vetrata produce due effetti notevoli:

- Surriscaldamento ambientale (già esaminato a proposito dell'applicazione della >L. 10/91) sia durante il periodo estivo (con richiesta di maggior energia per la climatizzazione) che durante il periodo invernale (con la necessità di avere impianti a quattro tubi per fronteggiare entrambe le richieste di raffrescamento e riscaldamento);
- Eccessiva luminosità interna degli ambienti con effetti negativi sulle suppellettili presenti all'interno (scoloritura delle superfici, indurimento e rottura di elementi in plastica, deterioramento di superfici pitturate, ….).

Predisposizione della superficie di raccolta dell'energia solare

La predisposizione della superficie di raccolta dell'energia solare è di particolare importanza perché impone di fatto di utilizzare le coperture come superficie attrezzata per l'energia solare.

Queste possono essere sia a falde opportunamente orientate (possibilmente verso sud) e con una inclinazione ottimale (di solito pari alla latitudine del luogo – 10 ° per raccolta estiva e + 10° per raccolta prevalentemente invernale). Sugli impianti solari si parlerà più dettagliatamente nel prosieguo.

Oltre alla superficie destinata ad ospitare i collettori solari termici e quelli fotovoltaici occorre predisporre i cavedi tecnici per il passaggio delle tubazioni e/o dei cavi elettrici ed un volume tecnico pari ad almeno 50 L per ogni metro quadrato di superficie di raccolta solare.

Ovviamente questa volumetria si aggiunge a quella per i locali tecnici convenzionali (caldaia, pompe, refrigeratori d'acqua, accumulatori termici, ….).

10.12 METODOLOGIE DI CALCOLO

Sia il D.Lgs 192/05 che il D.Lgs 311/06 liberalizzano le procedure di calcolo che possono essere utilizzate in applicazioni degli stessi decreti.

Anche le norme UNI indicate dal DPR 412/93 perdono il loro valore di unicità di riferimento potendosi ora utilizzare qualsivoglia riferimento normativo certificato.

L'Art. 20 dell'All. I del D.Lgs 311/06 così recita:

"I calcoli e le verifiche necessari al rispetto del presente decreto sono eseguiti utilizzando metodi che garantiscano risultati conformi alle migliori regole tecniche. Si considerano rispondenti a tale requisito le norme tecniche predisposte dagli organismi deputati a livello nazionale o comunitario, quali ad esempio l'UNI e il CEN, o altri metodi di calcolo recepiti con decreto del Ministro dello sviluppo economico. L'utilizzo di altri metodi, procedure e specifiche tecniche sviluppati da organismi istituzionali nazionali, quali l'ENEA, le università o gli istituti del CNR, è possibile, motivandone l'uso nella relazione tecnica di progetto di cui al comma 19, purché i risultati conseguiti risultino equivalenti o conservativi rispetto a quelli ottenibili con i metodi di calcolo precedentemente detti.

Nel calcolo rigoroso della prestazione energetica dell'edificio occorre prendere in considerazione i seguenti elementi:

- lo scambio termico per trasmissione tra l'ambiente climatizzato e l'ambiente esterno;
- lo scambio termico per ventilazione (naturale e meccanica);
- lo scambio termico per trasmissione e ventilazione tra zone adiacenti a temperatura diversa;
- gli apporti termici interni;

- gli apporti termici solari;
- l'accumulo del calore nella massa dell'edificio;
- l'eventuale controllo dell'umidità negli ambienti climatizzati;
- le modalità di emissione del calore negli impianti termici e le corrispondenti perdite di energia;
- le modalità di distribuzione del calore negli impianti termici e le corrispondenti perdite di energia;
- le modalità di accumulo del calore negli impianti termici e le corrispondenti perdite di energia;
- le modalità di generazione del calore e le corrispondenti perdite di energia;
- l'effetto di eventuali sistemi impiantistici per l'utilizzo di fonti rinnovabili di energia;
- per gli edifici di nuova costruzione del settore terziario con volumetria maggiore di 10.000 mc, l'influenza dei fenomeni dinamici, attraverso l'uso di opportuni modelli di simulazione, salvo che si possa dimostrare la scarsa rilevanza di tali fenomeni nel caso specifico.

Per memoria dei progettisti, nell'allegato M al presente decreto si riporta l'elenco delle norme UNI, rispondenti alle esigenze del presente decreto, attualmente in vigore."

Come si può ben osservare il *Legislatore* richiede ora più attenzione progettuale sulla dinamica termica dell'edificio ma va considerato che la dinamica termica non è una qualità aggiunta dall'impiantista bensì una proprietà congenita dell'edificio così come determinato dalle scelte progettuali architettoniche.

Si vuole cioè precisare che la *massa*, la *capacità termica*, la *costante di tempo* e tutte le altre grandezze termo fisiche dell'edificio derivano dalla sua modalità costruttiva e non dal formalismo di calcolo termotecnico.

E' il *Progettista Architettonico* che determina ogni caratteristica termofisica dell'edificio. Queste qualità termiche sono solo evidenziate dai calcoli termotecnici e non possono essere variate se non cambiando l'architettura stessa dell'edificio (sia la forma che incide nel rapporto S/V sia nella scelta dei materiali e delle stratigrafie delle pareti, soffitti e pavimenti ed infine anche nella scelta degli infissi vetrati).

La progettazione dell'involucro edilizio deve tenere conto non solo di fattori estetici e funzionali di carattere distributivo interno ma anche di fattori prestazionali relativi agli intorno del benessere termico, della qualità dell'aria, dell'intorno visivi e dell'intorno acustico.

Di certo non volevano i decreti legislativi in discussione per affermare che l'edificio è un sistema complesso e sinergico nel raggiungimento del benessere dell'Uomo.

10.13 CLAUSOLA DI CEDEVOLEZZA

L'art. 17 del D.Lgs 192/05 così recita:

"In relazione a quanto disposto dall'articolo 117, quinto comma, della Costituzione, e fatto salvo quanto previsto dall'articolo 16, comma 3, della legge 4 febbraio 2005, n. 11, per le norme afferenti a materie di competenza esclusiva delle regioni e province autonome, le norme del presente decreto e dei decreti ministeriali applicativi nelle materie di legislazione concorrente si applicano *per le regioni e province autonome che non abbiano ancora provveduto al recepimento della direttiva 2002/91/CE* fino alla data di entrata in vigore della normativa di attuazione adottata da ciascuna regione e provincia autonoma. Nel dettare la normativa di attuazione le regioni e le province autonome sono tenute al rispetto dei vincoli derivanti dall'ordinamento comunitario e dei principi fondamentali desumibili dal presente decreto e dalla stessa direttiva 2002/91/CE."

In base a quanto sopra scritto le regioni possono legiferare autonomamente per il recepimento della direttiva 2002/91/CE relativa alla certificazione energetica degli edifici. In mancanza di norme regionali vale la normativa nazionale indicata nel D.Lgs 192/05.

La provincia autonoma di Trento e Bolzano ha deliberato autonomamente e qualche altra regione del Nord Italia.

La Sicilia non ha effettuato alcuna deliberazione autonoma e pertanto in questa regione vale la normativa nazionale.

10.14 CERTIFICAZIONE ENERGETICA DEGLI EDIFICI

La direttiva europea 2002/91/CE prescrive che tutti gli edifici debbano possedere un certificato nel quale, mediante opportune scale numeriche e/o grafiche, si caratterizzi il consumo energetico annuale degli edifici.

La normativa italiana, introdotta con il D.Lgs 192/05 e integrata dal D.Lgs 311/06, prescrive che il parametro di certificazione energetica sia il fabbisogno specifico di energia per metro quadro e per anno, EP_{CI} in kWh/m².anno.

La metodologia di calcolo di questo parametro non è stata ancora indicata poiché manca ancora la pubblicazione del regolamento di applicazione, come più volte detto. Tuttavia la stessa normativa indica che il EP_{CI} deve essere calcolato tramite il FEN (Fabbisogno Energetico Normalizzato) e tutti i codici di calcolo sono già predisposti per il calcolo di questo parametro.

Il calcolo del Fabbisogno energetico annuale procede secondo i seguenti semplici calcoli:

- fabbisogno energetico annuale: $EPCI = \frac{FEN \cdot V \cdot GG}{S_p \cdot 3.6} = \frac{Q_{st}}{S_p \cdot 3.6}$ (in kWh/m².anno),

ove:

- FEN   Fabbisogno Energetico Normalizzato, kJ/m³.GG;
- V   Volume dell'edificio, m³;
- GG   Gradi Giorno della zona;
- S_p Superficie utile riscaldata, m²;
- Q_{st} è l'energia stagionale in kWh.

Lo EP_{CI} calcolato va poi confrontato con l'$EP_{CIlimit}$ dato in Figura 215.

Alcune regioni forniscono una scala grafica per caratterizzare le prestazioni energetiche degli edifici, come mostrato in un esempio in Figura 222.

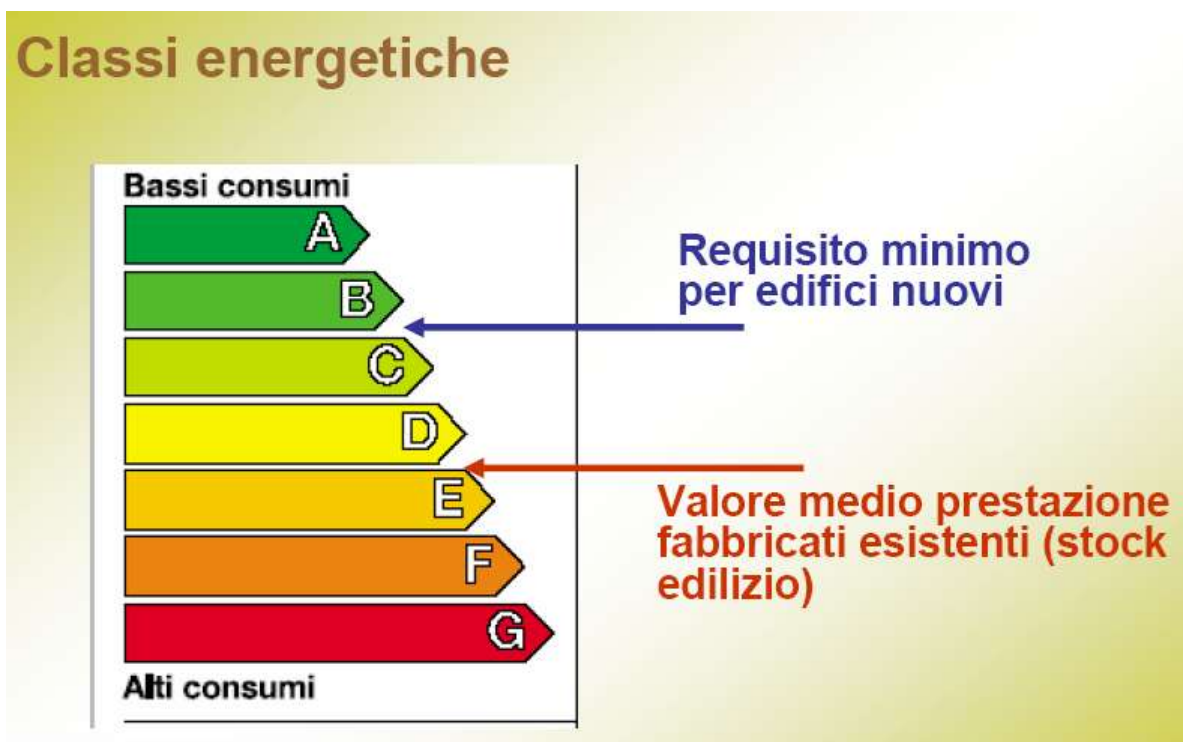



Figura 222: Classificazione energetica degli edifici

Si osserva che ancora nulla è stato stabilito su come sarà la classificazione energetica degli edifici poiché le norme attuative del D.Lgs 192/05 non sono state ancora pubblicate. L'esempio mostrato è relativo ad una classificazione attuata in regioni già operanti in base alla clausola di cedevolezza.

10.14.1 LA PROPOSTA DI CLASSIFICAZIONE ENERGETICA PER L'ITALIA

Il progetto di norma europea, prEN 15217, suggerisce una classificazione energetica degli edifici in funzione della loro prestazione energetica EP_{CI} in relazione a due valori limiti:

- R_r valore nominale indicato dalla legislazione vigente (D.Lgs 311/2006) che fissa il limite di separazione fra le classi B e C;
- $R_{s=}$ valore di riferimento dato dalla prestazione media degli edifici esistenti per le classi da C a G.

Pertanto la classe C è individuata dagli edifici che verificano l'EP_{CI_limite} indicato dal D.Lgs 311/06 a partire dall'anno 2010.

Assumendo che l'indice medio per edifici esistenti R_s sia pari a due volte quello per edifici nuovi allora si può immaginare una scala di classificazione del tipo di quella indicata in

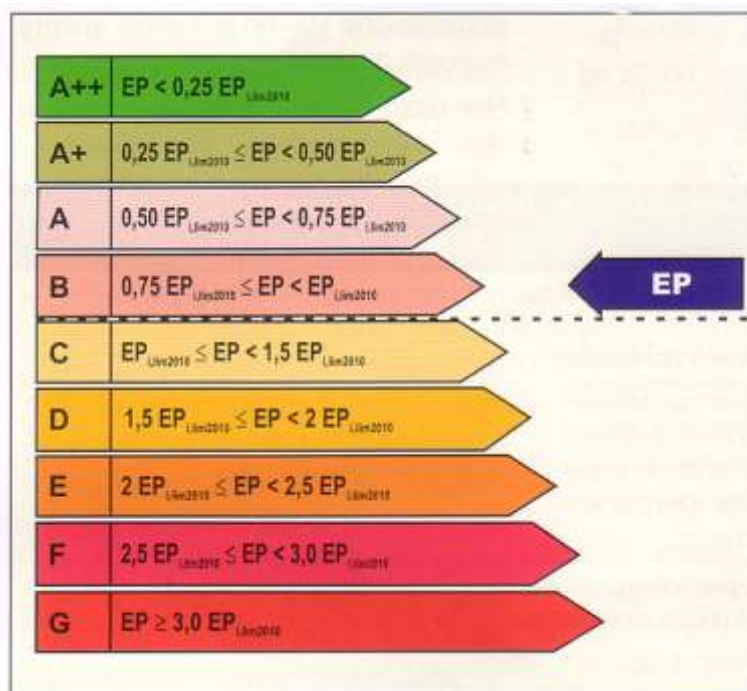



Figura 223: Classificazione energetica degli edifici in Italia

Si osservi che oltre alla classe A vi sono due classi premiali A+ ed A++.

10.15 PREMIALITÀ DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

La classificazione energetica degli edifici deve essere effettuata per gli edifici nuovi (inizialmente e temporaneamente effettuata dal *Direttore dei Lavori*) o per gli edifici già esistenti se soggetti a transazioni (acquisti e/o vendite) certificate dai notai. Quindi l'acquisto o la vendita di un immobile deve essere accompagnata dalla certificazione energetica dello stesso sia per edifici nuovi che per edifici esistenti..

Al di là delle complicazioni delle attuali condizioni transitorie dovute alla mancanza dei decreti attuativi del D.Lgs 192/05, primo o poi si arriverà a regime con l'emissione dei certificati energetici per gli edifici interessati.

A questo punto tutti potranno scoprire la qualità energetica del proprio immobile semplicemente osservando quanto indicato in figure del tipo di Figura 222.

E' anche possibile che le regioni, per effetto della clausola di cedevolezza, deliberino di cambiare la scala di valutazione in modo più restrittivo ottenendo in questo modo giudizi più severi ovvero edifici più performanti.

Ciò può avvenire anche attraverso una regolamentazione edilizia ti tipo premiale verso gli edifici che presentano la certificazione di grado più elevato, come indicato, ad esempio, in Figura 224.

Un esempio di regolamentazione premiale è attuato nelle provincie autonome di Trento e Bolzano con il progetto *Casa Clima*. Con questa iniziativa le due provincie stanno incrementando il valore commerciale del nuovo parco edilizio incentivando il raggiungimento degli indici più elevati con riduzioni fiscali o altri vantaggi nella regolamentazione comunale.

La certificazione avviene secondo la scala riportata nella Figura 225. L'etichetta Casa Clima viene concessa solo agli edifici che raggiungano l'indice B di 50 kWh/m².anno.

L'etichetta A corrisponde a 30 kWh/m².anno e l'etichetta Casa Clima Oro a 10 kWh/m².anno.

A valori così bassi dei fabbisogni energetici corrispondono edifici di pregio caratterizzati da bassi consumi energetici.

Le provincie di Trento e Bolzano premiano ogni anno il miglio progetto Casa Clima, vedi Figura 226, ed il valore immobiliare degli edifici in classe A o $A_{più}$ (cioè Casa Clima Oro) sono notevolmente più elevati degli edifici con prestazioni inferiori.

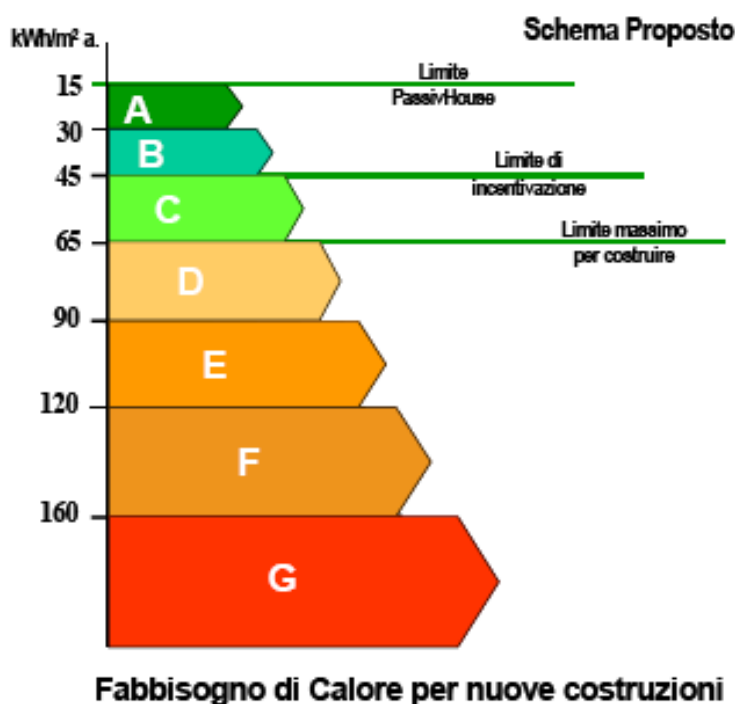



Figura 224: Esempio di regolamentazione premiale per la certificazione energetica

La Figura 227 mostra il maggior costo per il raggiungimento dell'indice B in funzione del rapporto di forma S/V dell'edificio. Ciò dimostra quanta attenzione debba essere prestata alla progettazione architettonica dell'edificio stesso.

Il raggiungimento dei 30 o dei 10 kWh/m².anno non è assolutamente agevole. Occorre prestare molta attenzione ai particolari costruttivi ed occorre ridurre ogni tipologia di ponte termico.

Ad esempio la scelta dei cassonetti per le finestre deve ridurre al minimo le infiltrazioni di aria esterna, come riportato in Figura 228.

La ventilazione controllata viene spesso integrata con un impianto di recupero geotermico, vedi Figura 229. Il risparmio di energia è dell'ordine di 0,5-1,5 kWh/m².anno. In ogni caso l'aria di ventilazione ripresa dall'esterno viene preriscaldata dall'aria di espulsione mediante uno scambiatore di calore.

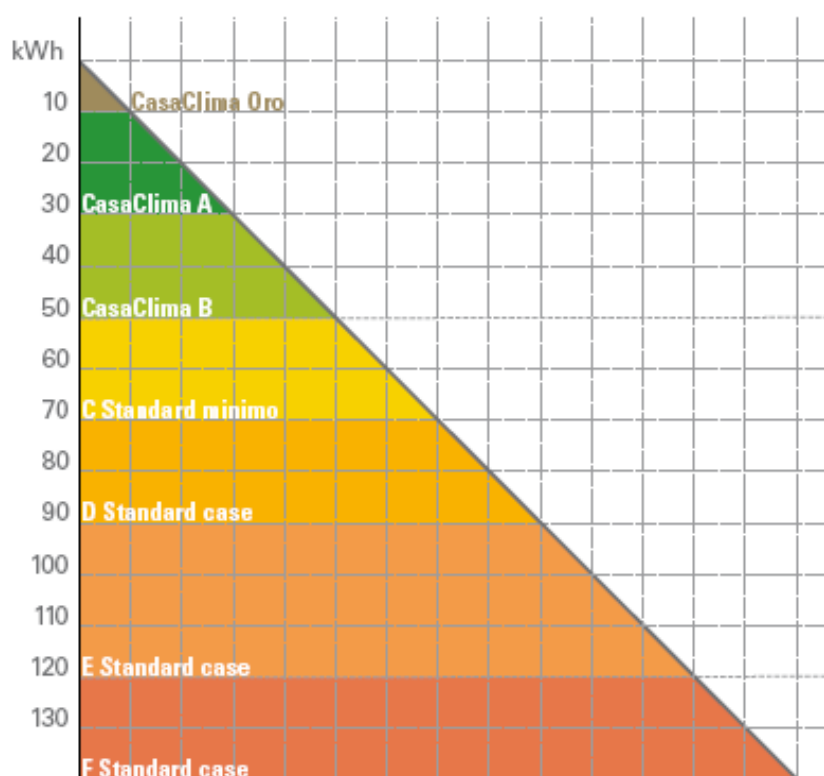



Figura 225: Scala di valutazione per Casa Clima

Figura 226: Miglior edificio Casa Clima per l'anno 2004

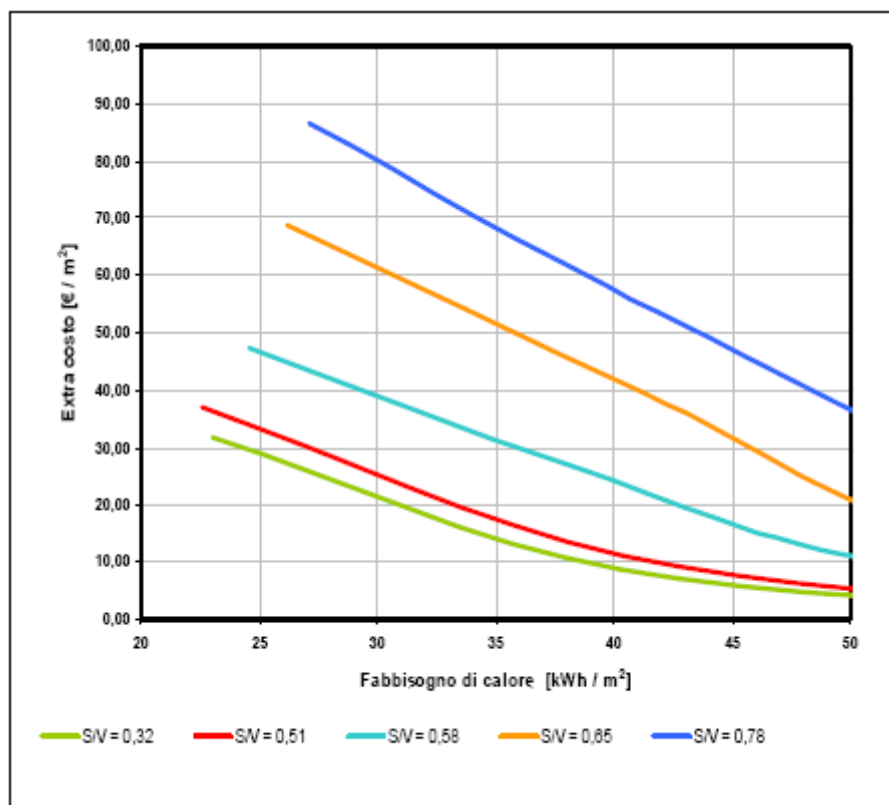



Figura 227: Dipendenza dei fabbisogni energetici in funzione del rapporto S/V

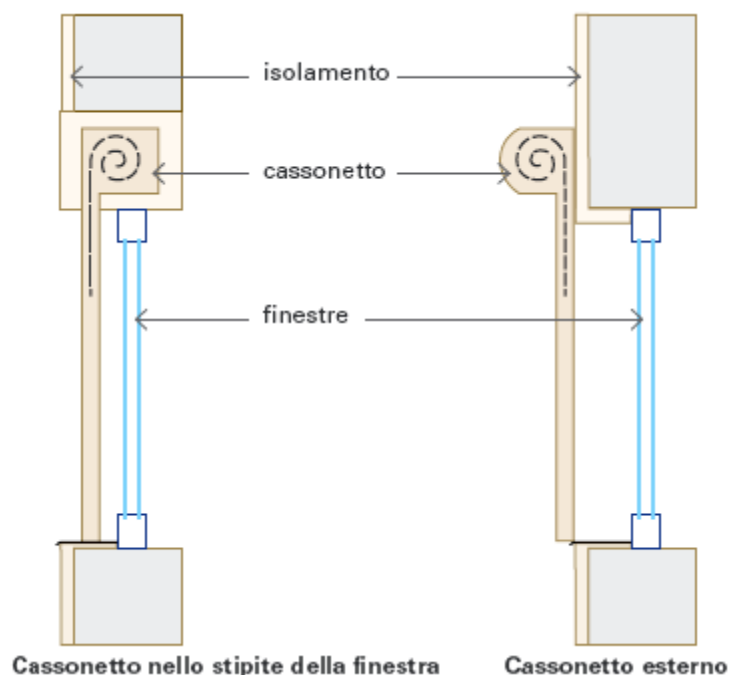



Figura 228: Selezione dei cassonetti per le finestre

L'edificio *Casa Clima* ha scarsissime perdite di aria interna e quindi anche scarse infiltrazioni di aria esterna. Questa qualità viene testata mediante il blower door test, cioè mediante una soffiante che raggiunge il normale funzionamento solo le perdite d'aria attraverso la porta di ingresso sono inferiori ad un limite molto basso.

Vengono preferiti generatori di calore non convenzionali quali quelli funzionanti con pellets (cioè con trucioli di legno compressi) a pompa di calore e con integrazione solare.

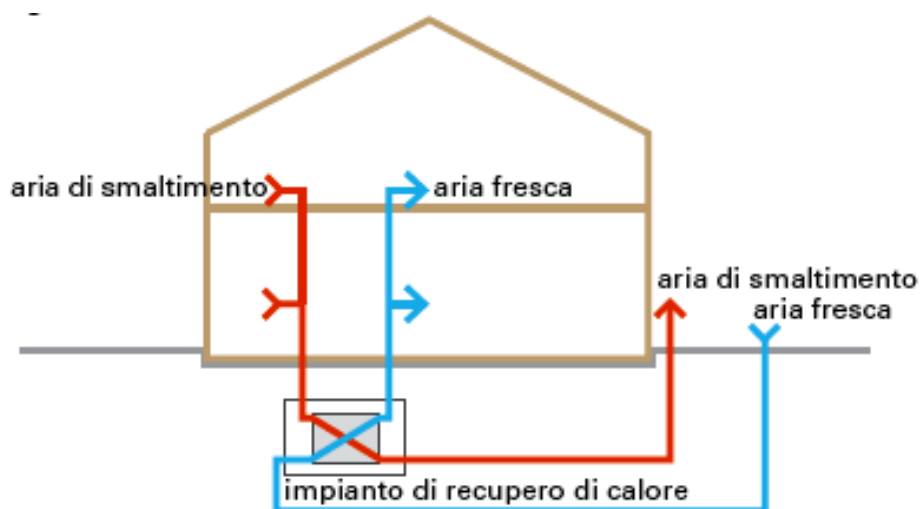



Figura 229: Impianto di recupero geotermico della ventilazione degli edifici

Per ridurre il surriscaldamento estivo, senza pregiudicare i guadagni solari invernali, si utilizzano schermi di protezione esterni, come indicato in Figura 230.

Figura 230: Esempio di schermi solari esterni

Si osservi che il valore di 30 o di 10 kWh/m².anno di consumi energetici sono davvero bassi e pertanto questi obiettivi richiedono soluzioni tipiche dell'edilizia bioclimatica (vedasi più avanti la trattazione dettagliata).

Occorre utilizzare pareti molto isolate, coperture bel coibentate a cappotto e finestre con più vetri camera.

Ogni dettaglio costruttivo deve essere studiato con attenzione e si può affermare con certezza che tutta la progettazione architettonica è asservita alla riduzione dei consumi energetici.

11. EDIFICI PASSIVI - ESEMPI DI ARCHITETTURA BIOCLIMATICA

Nell'espressione *Architettura Bioclimatica*[87] sono contenuti molti concetti diversi e che possiamo schematizzare, anche alla luce di quanto detto nei capitoli precedenti, come un complesso di soluzioni progettuali che consentono di avere condizioni di benessere con il minimo apporto energetico esterno da fonti non rinnovabili ma cercando di utilizzare al massimo le fonti rinnovabili. In definitiva l'edificio deve stabilire un nuovo rapporto con l'ambiente esterno tale da produrre le necessarie alterazioni delle condizioni ambientali principalmente in virtù delle sue caratteristiche morfologiche, dimensionali, termofisiche, …

Poiché le condizioni esterne variano con il sito e per un dato sito variano nel tempo ne consegue che un *edificio bioclimatico* ideale dovrebbe modificare la propria struttura disperdendo pochissimo quando c'è freddo (*captando l'energia solare che lo investe e immagazzinandola per limitare le oscillazioni termiche*) e disperdendo molto nei periodi caldi soprattutto respingendo l'energia solare che altererebbe le condizioni interne.

Questo comportamento ideale può solo essere approssimato mediante una serie di accorgimenti e configurazioni. Importantissimi sono la *forma* e l'*orientamento* dell'edificio, come già dimostrato nel 2° volume. Si ricorda, infatti, che forme compatte riducono le dispersioni termiche e limitano i guadagni estivi sia dovuti alla radiazione solare che alla trasmissione attraverso le murature. L'orientamento influenza il comportamento delle superfici al fine della captazione solare o dell'interazione con i venti.

Anche la posizione dell'edificio nel territorio (*microscala*) rispetto agli altri edifici o a superfici alberate o a specchi d'acqua influenza molto gli scambi termici fra edificio ed ambiente.

Per ridurre le dispersioni occorre isolare termicamente le pareti dell'edificio, ridurre le superfici vetrate[88] sulle pareti che ricevono poca radiazione solare ed utilizzare vetri doppi con schermature mobili che tengano conto del cammino solare apparente.

Le superfici esposte a sud sono maggiormente esposte alle radiazioni solari e quindi sono in grado di captare più energia delle altre. Pertanto esse sono preziose per tutte le applicazioni bioclimatiche, come già esposto. L'obiettivo da perseguire nella progettazione bioclimatica si può così sintetizzare:

Captazione dell'energia solare
Accumulo dell'energia nelle masse termiche
Trasporto dell'energia accumulata negli ambienti

Ciascuna di queste fasi può essere attuata in vari modi con svariate soluzioni architettoniche. Vedremo nei prossimi paragrafi alcune applicazioni di questi concetti in alcuni esempi di architettura vernacolare. Durante il periodo estivo le problematiche sono diametralmente opposte: l'energia solare non è più desiderata e anzi è proprio quella che dobbiamo evitare per avere condizioni più confortevoli all'interno degli edifici.

---

[87] Questo capitolo può apparire fuori luogo in un corso di Impianti Termotecnici ma gli sviluppi energetici di questi ultimi anni, con l'entrata in vigore del Protocollo di Kyoto e l'emissione di diverse norme e decreti per la riduzione dei consumi energetici negli edifici, ha riportato l'attenzione sulla corretta progettazione degli edifici. L'Architettura Bioclimatica, pertanto, non deve più essere vista come una *particolare* Architettura bensì come la *corretta* Architettura che dovrebbe essere sempre applicata. Del resto, come già si è visto per il D.Lgs 192/05, le nuove norme incitano molto i cittadini ad utilizzare impianti ad energia solare (sia termica che fotovoltaica) e il raggiungimento di valore molto bassi dei consumi energetici annui non può essere raggiunto con semplici operazioni di isolamento alle pareti. Occorre applicare proprio i concetti basilari che l'Architettura Bioclimatica ha indicato da diversi anni. Il metodo *Casa Clima*, adottato nelle Province di Trento e Bolzano, dimostra come il raggiungimento di consumi energetici specifici di 30 kWh/m².anno possa essere attuato solo con interventi architettonici ben precisi volti sia ad incrementare la resistenza termica delle pareti che alla raccolta dell'energia solare (effetto serra) e al recupero del calore di ventilazione. Ecco perché si ritiene utile sottoporre agli Allievi Meccanici anche questo capitolo.

[88] Si ricordi che 1 m² di vetro normale disperde come 15 m² di parete e che 1 m² di vetro doppio disperde come circa 10 m² di parete.

Ecco che allora si può pensare di utilizzare schermi esterni (fissi o anche mobili ovvero, come oggi si tende a fare negli edifici più sofisticati, anche controllati elettronicamente in modo da seguire il cammino apparente del sole).

La *forma* e le dimensioni debbono favorire il raffrescamento notturno e la ventilazione. Un parziale interramento dei lati a nord favorisce, in genere, sia le condizioni invernali che quelle estive a causa della stabilità della temperatura del terreno.

11.1 INFLUENZA DEL CLIMA

Quando le condizioni climatiche esterne sono prossime a quelle interne di benessere non si hanno molti problemi energetici per gli edifici. I problemi nascono quando le condizioni esterne si allontanano da quelle di benessere interne e in misura tanto maggiore quanto maggiori sono gli scarti fra le due condizioni climatiche.

La progettazione di un edificio, pertanto, deve tenere conto in modo assoluto del clima esterno e non può essere plagiata senza tenere conto delle conseguenze che le variazioni climatiche comportano. Eppure si assiste sempre più alla diffusione di uno stile progettuale unico da nord a sud, da est ad ovest, come se condizioni climatiche di Oslo sono le stesse di quelle di Siracusa o di Città del Capo.

Si ha, cioè, la diffusione di uno stile *anonimo* che non tiene conto delle peculiarità climatiche, culturali, storiche ed ambientali dei siti. Si è già detto come le grandezze principali da considerare per il clima esterno siano la temperatura, la radiazione solare e la velocità del vento. Queste grandezze sono oggi raccolte in manuali specializzati o in pubblicazioni specifiche del CNR e/o di altri centri di ricerca.

Vedremo ora alcune realtà architettoniche in condizioni ambientali limiti e riscopriremo come, forse inconsciamente, antiche popolazioni abbiano applicato i concetti di Termofisica prima esposti portando le costruzioni all'estrema ottimizzazione in relazione al sito, ai materiali disponibili e alla cultura. Si tratta di esempi mirabili dell'arte di costruire innata nei popoli e che deve essere ritrovata oggi con la coscienza e conoscenza necessaria.

11.1.1 INSEDIAMENTO INDIANO DI MESA VERDE IN COLORADO

Questo insediamento risale al 1200 ed è stato fatto nel Colorado (USA). Esso rappresenta un esempio perfetto e mirabile di utilizzo delle risorse naturali per la sopravvivenza.

Si tratta di costruzioni edificate in una incasso nella roccia ed esposte a sud in modo da risultare al riparo dai raggi solari in estate ma colpite da questi in inverno. Il guadagno solare in inverno è consentito proprio da quest'ultimo fatto. La massa di accumulo termico è data da tutta la roccia esistente all'interno dell'insediamento (vedi Figura 233) che ha una notevole capacità ed inerzia termica.

Il risultato di questo intelligente insediamento è che le condizioni climatiche sono ottimali durante tutto l'anno. Nella *Mesa Verde* l'efficienza di raccolta dell'energia solare è maggiormente efficiente, del 56%, d'inverno rispetto all'estate. Infatti durante l'inverno il sole è più basso rispetto all'orizzonte (vedi Figura 232) e quindi i suoi raggi solari penetrano nell'insediamento riscaldandolo. Il calore delle radiazioni solari viene anche accumulato efficacemente nella roccia e nei mattoni di terra di cui son fatte le costruzioni e poi ceduto, lentamente, agli ambienti interni dopo il tramonto dl sole, creando, così, un microclima quasi costantemente confortevole rispetto alle gelide condizioni invernali e caldo torride tipiche del Colorado.

Durante il giorno la vita sociale degli Indiani Anasazi si svolgeva all'interno del cosiddetto *kiva*.

Si tratta di un ambiente circolare (vedi particolare nella Figura 231) riscaldato da un focolare centrale e nel quale era assicurato un ricambio d'aria mediante un sistema naturale di ventilazione.

L'aria riscaldata dal focolare sale attraverso un buco nel soffitto, risucchiando aria fresca da un canale posto all'altezza dei piedi. La corrente d'aria così generata colpisce il muretto-deflettore posto tra questa cavità ed il focolare, circolando attraverso il *kiva*.

Possiamo rivedere in questo insediamento i tre caratteri fondamentali delle costruzioni passive: capacità di captazione solare differenziata fra estate ed inverno (Figura 232), accumulo termico nelle masse rocciose (vedi Figura 233) e distribuzione dell'aria negli ambienti con effetto camino (*kiva,* vedi Figura 231).

Questo mirabile insediamento ha consentito la vita degli indiani in condizioni climatiche estreme: molto freddo in inverno e molto caldo in estate.

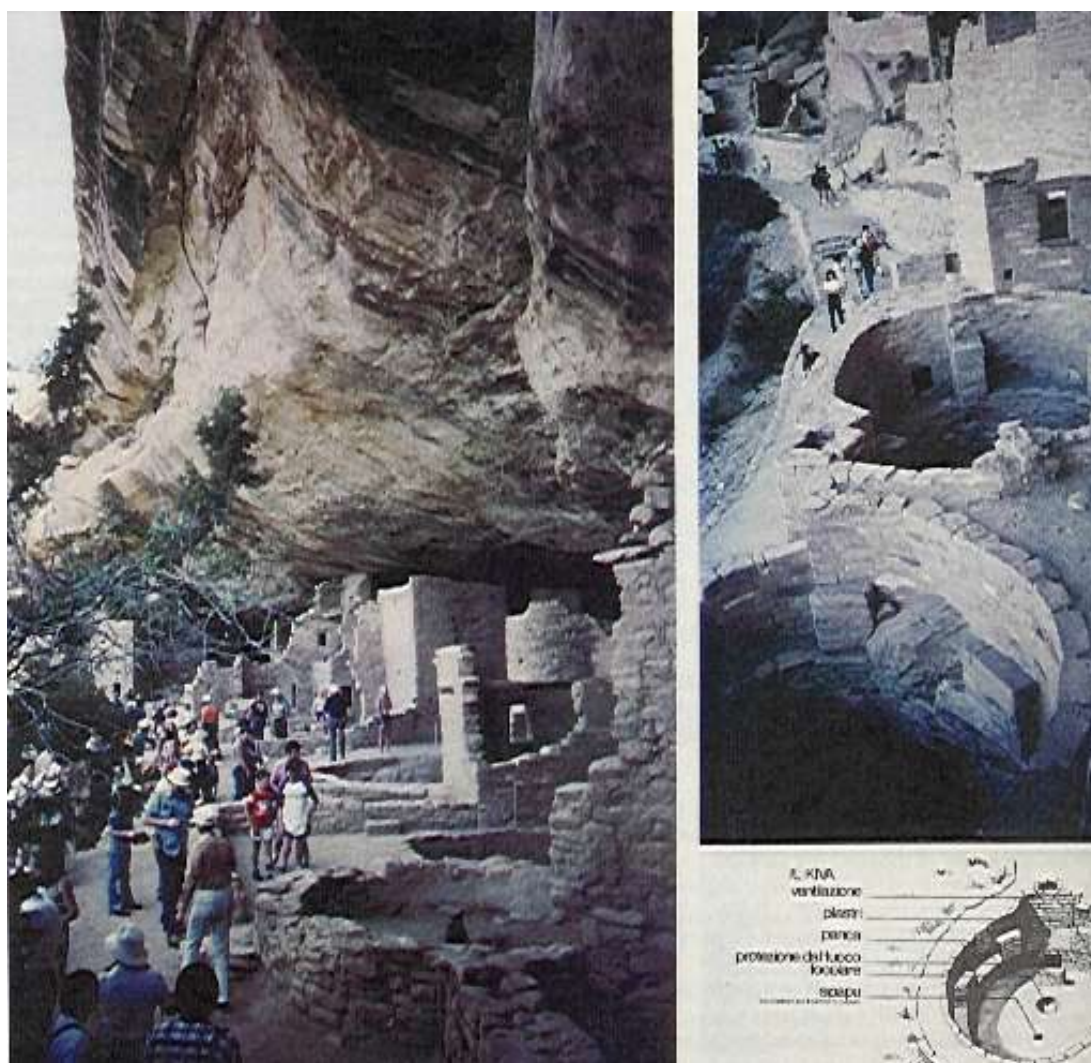



Figura 231: Insediamento di Mesa Verde in Colorado – Esterno e particolare del kiva.

Figura 232 : Funzionamento invernale ed estivo per Mesa Verde

Figura 233: Vista all'interno di Mesa Verde

11.1.2 CITTÀ DI GHARDAIA, ALGERIA

Un altro tipico esempio di applicazione dei concetti di architettura bioclimatica è costituito dall'abitato della città di Ghardaia in Algeria (vedi Figura 234), nella valle dell'Oued (letto di un antico fiume) detta M'Zab, nel Sahara settentrionale, sull'altopiano roccioso di *Hamada*.

Figura 234: Città di Ghardaia in Algeria – Tessuto urbano

In quest'altopiano sorgono le città di El Ateuf, Bou Noura, Beni Isguen, Melika e Ghardaia che è anche la maggiore fra le cinque. Essa si trova a circa 500 m di altitudine, alla latitudine di 32° 30' N e 3° 45' di longitudine E, a circa 600 km da Algeri. Le temperature medie giornaliere sono di 10÷12 °C nel mese di gennaio e di 22÷40 °C a luglio, con punte massime estive registrate di 50 °C ed un minimo invernale di 1 °C. Vi è una forte escursione termica fra il giorno e la notte. La media annuale della pioggia è di 50÷60 mm l'anno e non piove mai per più di 10 giorni all'anno.

Le abitazioni e i materiali

L'aspetto maggiormente interessante di questo insediamento urbano è la tipologia dei materiali tipici del luogo, anche se oggi non è difficile vedere l'uso di cemento, putrelle metalliche e legno bianco.

L'abitato storico è costruito con pietra, mattoni crudi, gesso, calce e rami di stipa[89]. L'uso sapiente di questi materiali poveri ma reperibili sul posto ha consentito di costruire una città vivibile pur nella rigidità del clima.

L'architettura vernacolare e il clima

Le escursioni sono notevoli, com'è tipico nelle regioni desertiche, e non vi è umidità che possa mitigare il surriscaldamento diurno. I venti sono spesso violenti e trasportano sabbia e polvere.

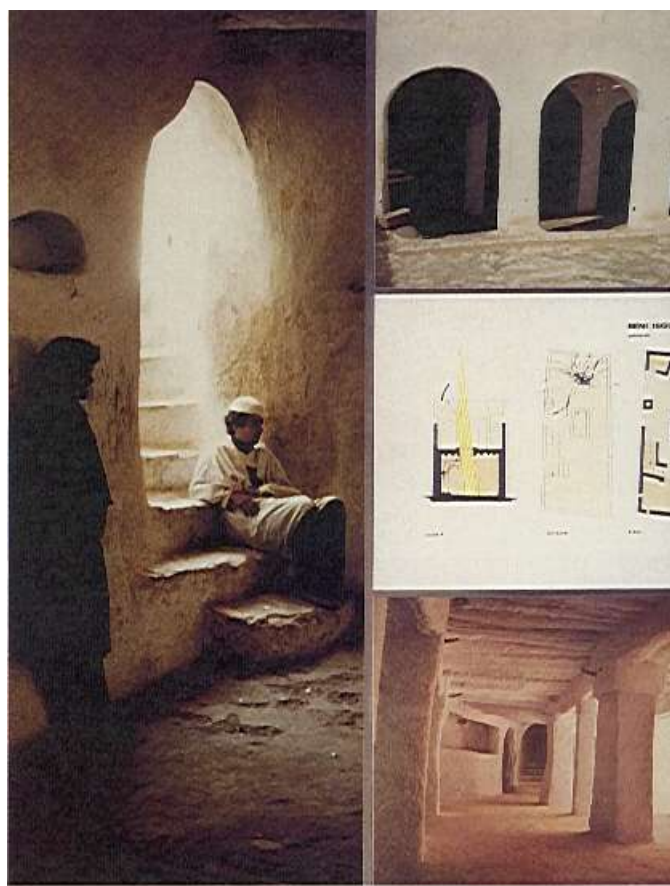



Figura 235: Interno tipico delle abitazioni di Ghardaia

Le piogge, anche se rare, sono violente e temporalesche. La radiazione solare, considerata la latitudine, è intensa. In queste condizioni climatiche è arduo costruire abitazioni confortevoli. Vediamo come hanno risolto i vari problemi gli abitanti mozabiti di Ghardaia.

Le case sono costruite, tipicamente, con mura di pietra generalmente spessi. Esse sono costruite addossate l'una all'altra, addirittura incastrate fra loro in modo da rendere disponibile grandi spazi in rapporto alle superfici esposte al sole, quindi con un rapporto di forma S/V il minore possibile.

---

[89] Si tratta di una graminacea utilizzata intera per realizzare grosse travi oppure tagliata in assi di 30÷40 cm di larghezza e con 3 cm di spessore per lavori di carpenteria.

Proprio questa disposizione a maglia stretta (vedi Figura 234) crea molte zone d'ombra che ricoprono le strade e i vicoli proteggendoli dalla radiazione solare. I muri spessi e massicci costituiscono una grande capacità termica che smorza le oscillazioni termiche diurne assorbendo l'energia solare di giorno (quando la temperatura dell'aria esterna è elevata) e restituendola durante la notte (quando la temperatura dell'aria esterna è notevolmente più bassa per via della notevole escursione termica giornaliera). Nelle abitazioni si hanno due focolari: il primo è posto all'interno e permette di cuocere gli alimenti e di riscaldare contemporaneamente gli ambienti; il secondo è posto all'esterno e viene utilizzato prevalentemente in estate, al riparo dal sole.

Il porticato è aperto a sud con un orientamento tipico e funzionale. In estate il sole è alto sull'orizzonte e i suoi raggi non penetrano all'interno per effetto della schermatura creta dai soffitti. In inverno l'altezza solare è tale che i raggi penetrano all'interno dei cortili e degli ambienti riscaldandoli. Anche qui si applica il concetto di cattura differenziata delle radiazioni solari, come già visto per l'insediamento di Mesa Verde. Gli ambienti di Ghardaia sono generalmente chiari e riflettono la radiazione solare. Elemento tipico delle abitazioni mozabite è il *chebeq* che è una specie di grosso foro nel soffitto di forma grosso modo quadrata e che è anche l'unica fonte di luce dell'abitazione. In questo modo si proteggono le abitazioni dall'eccessiva luminosità del sito e dalla radiazione solare.

Il *chebeq* è ricoperto con una grata metallica e viene anche ricoperto con legno o stoffa in modo da chiudere del tutto l'apertura parzialmente o totalmente a seconda delle ore del giorno e della stagione. In estate l'abitazione mozabita risulta fresca e ombrosa, il *chebeq* è parzialmente aperto per far filtrare la luce diurna. Lungo le pareti perimetrali si hanno una serie di fori che, unitamente alla porta di ingresso lasciata socchiusa, lasciano passare dell'aria esterna di ventilazione richiamata dall'effetto camino creato dal *chebeq*. Quando la temperatura notturna è troppo elevata all'interno delle abitazioni i Mozabiti usano dormire sulle terrazze. L'abitazione mozabita è internamente priva di mobilio e può essere utilizzata e vissuta in qualunque modo mediante un sapiente uso di tappeti e stuoie per sedersi e riposare. In inverno i tappeti sono posti anche sui muri per isolarli termicamente dall'esterno e le aperture di ventilazione vengono chiuse per gran parte del giorno.

11.1.3 I SASSI DI MATERA

Un altro esempio di architettura bioclimatica spontanea e largamente utilizzata da tutte le popolazioni primitive, è costituita dalle caverne. I sassi di Matera (o le abitazioni di Ibla a Ragusa in Sicilia) sono un esempio di utilizzo sapiente delle cavità rocciose. Nelle cavità rocciose si ha un funzionamento climatico del tipo indicato per Mesa Verde. Le masse rocciose costituiscono un grosso volano termico che rende le escursioni termiche all'interno delle caverne molte limitate: la temperatura è praticamente uniforme durante tutto l'anno.

11.1.4 I *DAMMUSI* DI PANTELLERIA

Un altro esempio tipico di architettura spontanea bioclimatica è il tipico *dammuso* di Pantelleria.

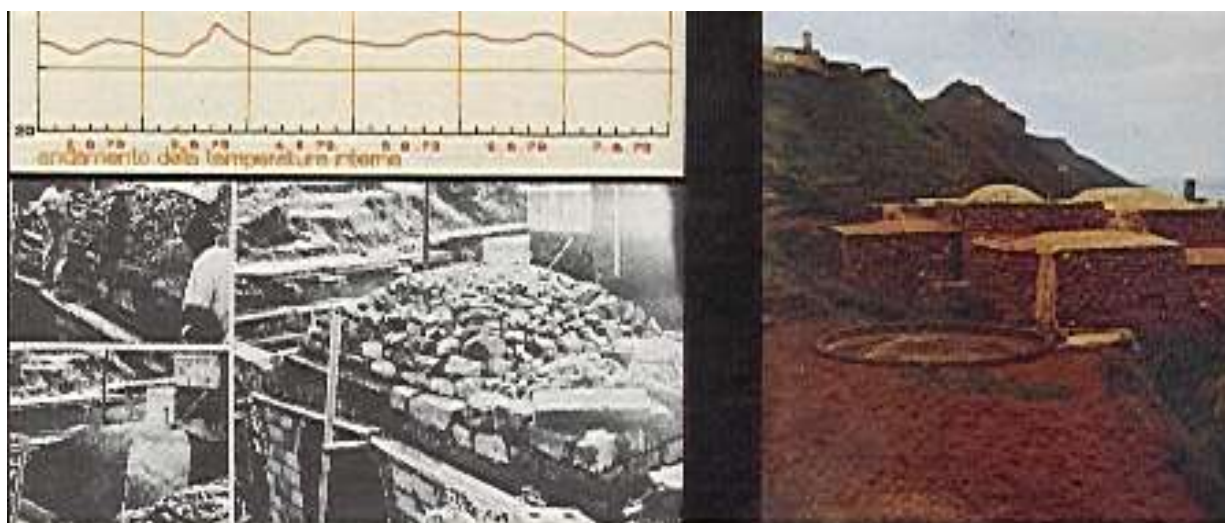



Figura 236: I Dammusi di Pantelleria

Il clima dell'isola presente temperature elevate (oltre 40 °C) durante il periodo estivo e miti (circa 10 °C) in inverno. La piovosità è piuttosto bassa e la ventosità elevata. Il *dammuso* (vedi Figura 236) è una costruzione vernacolare che ha lo scopo precipuo di offrire una difesa al forte caldo e al forte vento. Si tratta di una costruzione nata molti secoli fa essenzialmente come abitazione rurale per la coltivazione della vigna e la custodia degli attrezzi e del raccolto.

La copertura del *dammuso* è una tipica volta a botte, esternamente impermeabilizzata per la raccolta dell'acqua piovana che confluisce in una cisterna sotterranea.

Vi è una sola porta di accesso al *dammuso* e non vi sono, generalmente, aperture laterali per impedire l'entrata dei raggi solari. Per consentire il ricambio dell'aria vi sono due o tre aperture molto piccole nelle pareti perimetrali. I muri perimetrali sono in pietrame e con forti spessori (circa 80 cm). La tecnica costruttiva è con muratura a secco nei due strati esterni e con riempimento in pietrisco più fine all'interno. Questo sistema garantisce un elevato accumulo termico e quindi già da solo consente di ridurre le oscillazioni termiche giornaliere.

La scarsa radiazione solare entrante evita il surriscaldamento interno diurno e il gioco delle masse rende minima l'oscillazione termica interna. Il clima interno che si ottiene è talmente ottimale che il *dammuso* è stato utilizzato anche come abitazione normale da parte dei pantechi.

Alcune misurazioni effettuate in un tipico *dammuso* ha mostrato valori della temperatura interna vicini ai 26 °C ad agosto con oscillazioni termiche di qualche grado fra giorno e notte.

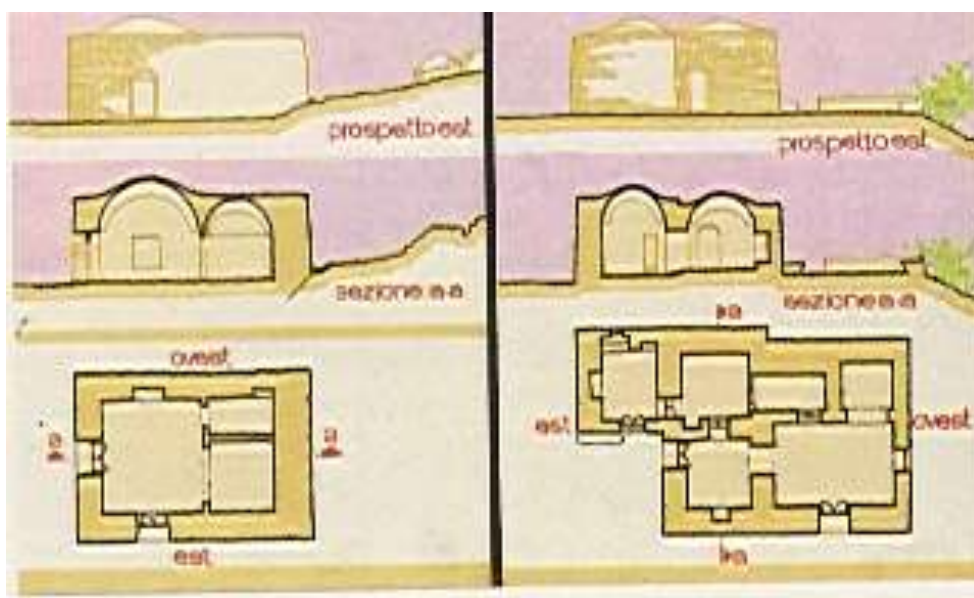



Figura 237: Schema di funzionamento di un Dammuso di Pantelleria

In Figura 237 si ha la schematizzazione di un tipico *dammuso* di Pantelleria nella quale si possono ben osservare il gioco delle masse accumulatrici, la forma tipica della cupola di copertura e l'assenza di finestre esterne ad eccezione della porta di ingresso. Con concetti simili al *dammuso* si spiegano anche i *Trulli* di Alberobello (Puglia) che garantiscono condizioni climatiche estive confortevoli.

11.1.5 LE TORRI IRANIANE

Gli scambi di calore tra un edificio e l'aria che lo circonda dipendono, a parità di condizioni, dalla velocità del vento, come già osservato in precedenza e come si desume dalle correlazioni sperimentali per il calcolo del coefficiente di convezione esterna. Quest'osservazione suggerisce di favorire queste dispersioni quando ci si vuole raffrescare (estate) e di limitarli quando ci si vuole riscaldare (inverno). Il moto dell'aria favorisce sia gli scambi di tipo convettivo che quelli di ventilazione e/o infiltrazione attraverso l'involucro dell'edificio.

Il vento crea una sovrapressione sulle facciate direttamente investite (vedi Figura 238) mentre crea una depressione sulle facciate sottovento nella stessa direzione di moto (vedi Figura 239). Questa differenza di pressione fra facciate opposte favorisce il moto dell'aria attraverso le aperture o le fessure delle pareti esterne. Se si vuole limitare questi scambi occorre utilizzare infissi con una buona tenuta all'aria, come prescritto anche dalle norme UNI in applicazione della L. 10/91.

La protezione dal vento può essere ottenuta mediante ostacoli che, deviando la corrente d'aria verso l'alto, generano a valle una zona di calma relativa. La profondità della zona protetta dipende dall'altezza dell'ostacolo e dalla sua forma (vedi Figura 238). Così, ad esempio, un ostacolo formato da un piano verticale compatto (un muro) investito da un vento ad esso perpendicolare genera una zona dove la velocità dell'aria risulta ridotta del 75%.

Se l'ostacolo è costituito da una fila d'alberi con fogliami denso si hanno riduzioni di velocità minori ma la profondità dell'azione è maggiore potendosi avere ad una distanza di 25 volte l'altezza degli alberi una riduzione del 75% della velocità che si avrebbe in assenza degli alberi. Questo sistema di protezione è utilizzato in Patagonia (Argentina) in zone molto ventose: gli alberi vengono schierati in modo da formare un quadrato al cui interno vengono edificate le abitazioni.

Se si desidera raffrescare le abitazioni favorendo i moti convettivi allora si dovranno evitare gli ostacoli esterni ai venti estivi prevalenti. Poiché la superficie su cui scorre il vento ne condiziona la temperatura, se si inserisce uno specchio d'acqua prima di colpire l'abitazione l'aria si raffresca e quindi si ha un effetto di raffrescamento migliore.

La disposizione degli edifici in un complesso urbano crea effetti di velocità non facilmente prevedibili che dipendono dalle forme, dalle distanze e dalle dimensioni degli edifici stessi. Si possono avere effetti di protezione reciproca o di incanalamento con aumento della velocità (effetto Venturi, vedi Figura 240).

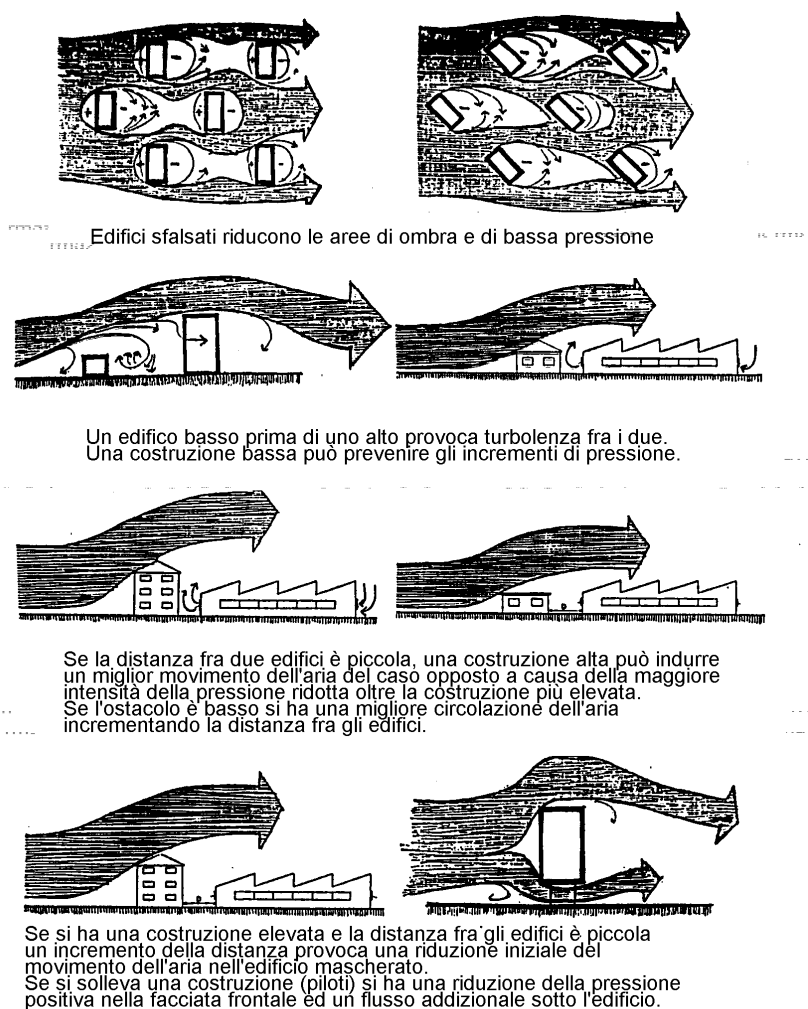



Figura 238: Effetti del vento e modificazioni apportate dagli edifici

Infine l'efficacia dell'azione del vento all'interno degli edifici dipende dalla forma, dimensioni e posizione delle aperture. Ad esempio, le aperture di dimensioni maggiori poste sulla parete sottovento rispetto a quelle sopravvento producono un incremento di velocità all'interno degli ambienti rendendo più efficace l'azione di ventilazione e di raffrescamento.

Se si invertono le proporzioni (maggiori quelle sopravvento rispetto a quelle sottovento) si ha un rallentamento della velocità all'interno degli ambienti. Poiché l'aria più calda si trova, in un edificio, in alto vicino al soffitto, le aperture di ingresso e di uscita poste entrambe in basso hanno un effetto rinfrescante limitato mentre se le apertura di ingresso dell'aria sono poste in basso e quelle di uscita in alto si ha un'azione di raffrescamento efficace.

Giocando sull'azione del vento alcuni edifici in Iran (e parzialmente in Pakistan) utilizzano sistemi ingegnosi di architettura bioclimatica spontanea per rendere più confortevole le abitazioni esposte ad un clima particolarmente caldo in estate (torrido di giorno e freddo di notte, com'è tipico delle zone desertiche). Le abitazioni sono ancora costruite secondo i principi di architettura passiva già visti in precedenza: muri spessi e pesanti in mattoni o in pietrame per avere elevate capacità termiche che stabilizzano le oscillazioni termiche a valori medi fra giorno e notte, cortili interni con piante arboree che schermano le pareti e consentono di umidificare l'aria di ventilazione e mantenere il fresco notturno, edifici addossati l'uno all'altro per ridurre le superfici soleggiate e le perdite di calore in inverno. In aggiunta a questi criteri che possiamo definire *canonici* dell'architettura passiva vi è un sistema originale detto delle *Baud Geer* o *Torri del vento* (o anche *Torri Iraniane*). Le parole *Baud Geer* significano letteralmente *"acchiappa vento"*. Questi elementi costruttivi sono comparsi in Iran intorno al decimo secolo. La *torre del vento* è una specie di camino (vedi Figura 242) diviso in più sezioni da setti verticali in mattoni.

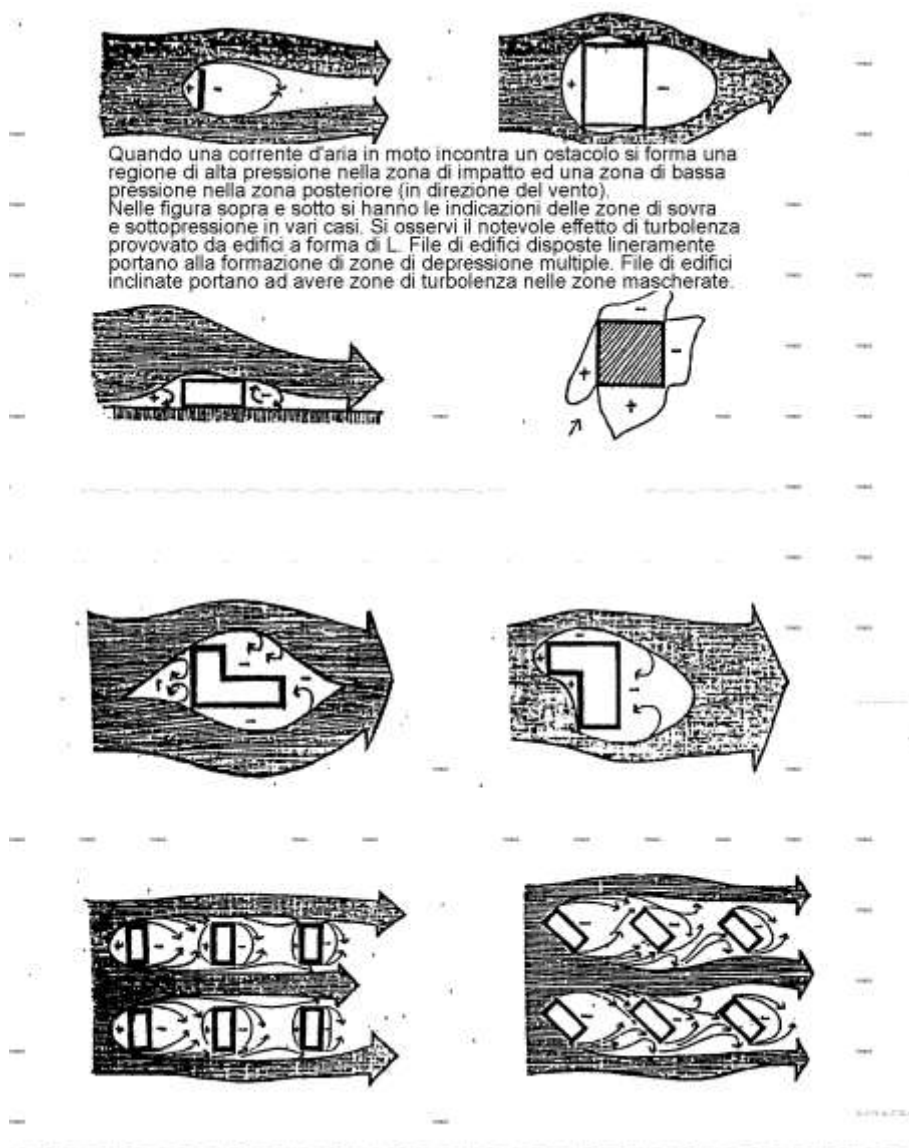



Figura 239: Zone sopra e sotto vento

Durante la notte la torre si raffredda, durante il giorno l'aria a contatto con muratura si raffresca a sua volta e, diventando più densa per la diminuzione della temperatura, scende verso il basso ed entra nell'edificio. Quando c'è il vento questo processo viene accelerato.

L'aria entra nella torre dal lato opposto al vento (sottovento e quindi in depressione) scende e passa nell'edificio attraverso porte si aprono sulla sala centrale e sullo scantinato (vedi Figura 243 e Figura 244). La pressione dell'aria fresca spinge fuori l'aria calda che è presente all'interno dell'edificio attraverso le porte e le finestre. Durante il giorno la torre si riscalda: questo calore viene ceduto all'aria esterna durante la notte, creando un effetto camino con una corrente ascendente: se vi è necessità di ulteriore raffrescamento si può usare questa corrente per aspirare l'aria fresca notturna esterna all'interno dell'edificio attraverso porte e finestre.

Quando c'è vento anche di notte l'aria può fluire verso il basso nella sezione della torre esposta al vento, scaldandosi al contatto con la muratura mentre vi sarà una corrente ascensionale nella sezione sottovento della torre. Aprendo e chiudendo opportunamente le comunicazioni tra le varie sezioni della torre e l'edificio è possibile utilizzare la torre per raffrescare l'edificio a seconda delle necessità.

Le torri del vento sono spesso usate insieme con tetti o cupole che contribuiscono al comfort ambientale nella calura estiva. Infatti l'aria calda tende a salire nella volta, al di sopra della zona abitata ed inoltre un tetto a cupola riceve la stessa radiazione solare di un tetto piano di pari superficie apparente ma ha una superficie di scambio convettivo e radiativo notturni notevolmente maggiore (*rapporto S/V maggiore*).

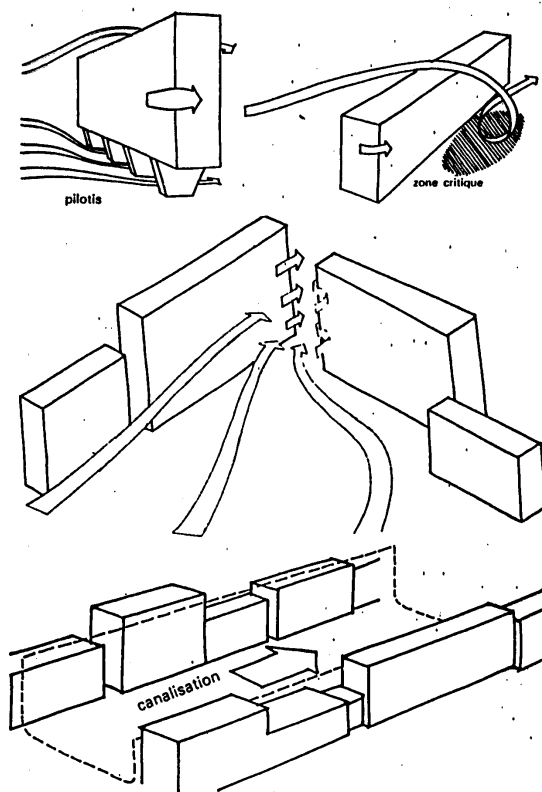



Figura 240: Effetti di canalizzazione e Venturi provocati dagli edifici

Un effetto ancora maggiore si ha con una cupola che presenti in alto un'apertura per la circolazione dell'aria (vedi Figura 243): quando c'è vento il passaggio dell'aria sulla superficie curva esterna determina un punto di depressione proprio sull'apice della cupola che quindi funge da aspiratore dell'aria calda interna che si è accumulata in alto.

L'occhio al colmo della cupola è generalmente sormontato da una calotta nella quale vi sono altre piccole aperture che convogliano il vento per accrescerne l'effetto di risucchio.

L'apertura della volta si trova generalmente sopra il locale di soggiorno. Spesso le cupole sono realizzate in combinazione con le torri del vento (vedi Figura 243), altre volte da sole, specie se il vento porta molta sabbia. Nelle zone nelle quali il vento spira prevalentemente in una sola direzione, la cupola è spesso sostituita da una volta cilindrica con asse del cilindro perpendicolare alla direzione del vento.

I sistemi di raffrescamento naturali più efficaci che si trovano nell'architettura tradizionale iraniana utilizzano anche l'acqua. E' questa una caratteristica fondamentale della cultura araba, si vedano, ad esempio i giardini dell'Alambra a Granada (Andalusia, Spagna), Figura 245. In questi casi si sfrutta il raffrescamento per evaporazione: l'aria passando sopra la superficie dell'acqua (o sopra una parete inumidita dall'acqua) cede calore latente all'acqua che vaporizza parzialmente e quindi si raffresca. Queste condizioni possono essere realizzate in molti modi: si può sfruttare l'umidità naturale del muro sotterraneo della torre del vento oppure del condotto che dalla torre porta all'edificio, vedi Figura 243 e Figura 244. Questo condotto di collegamento era anticamente utilizzato anche per la conservazione dei cibi essendo a temperatura inferiore degli altri ambienti. Oggi l'utilizzo dei frigoriferi ha quasi del tutto soppiantato quest'usanza.

Un altro modo per fruttare l'evaporazione per il raffrescamento consiste nell'impiegare una vasca fornita di fontana posta nel sotterraneo della torre del vento oppure nel locale in cui sbocca il condotto che proviene dalla torre. In alcuni casi, ancora, ci si serve di fiumi o ruscelli sotterranei, di pozzi aperti verso il condotto che vengono lambiti dall'aria proveniente dalla torre a velocità elevata.

Un sistema particolarmente efficace per raffreddare l'acqua consiste nell'accoppiare più torri del vento con una cisterna (vedi Figura 243). Questa è un serbatoio profondo 10÷20 m, scavato nel suolo, ricoperto da una cupola e circondato da varie torri del vento.

Il funzionamento delle cisterne approfitta delle variazioni stagionali di temperatura nel deserto e delle proprietà di isolamento termico del terreno. In inverno le cisterne sono parzialmente riempite di acqua fredda, in estate, prima che il calore esterno si propaghi verso gli strati più bassi dell'acqua, lo strato superficiale viene trasportato via dalla corrente d'aria, mantenuta attiva dalle torri del vento, e raffresca la massa d'acqua sottostante per evaporazione

In questo modo l'acqua della cisterna si mantiene fredda per lunghi periodi anche in pieno deserto.

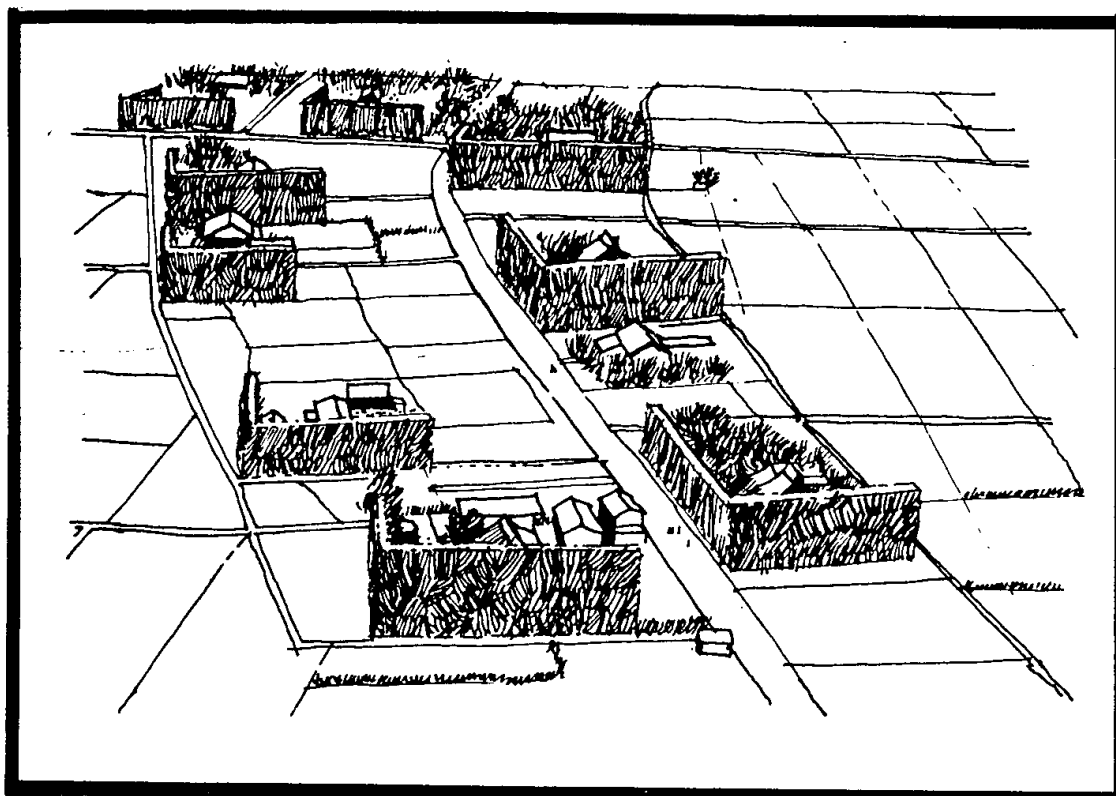



Figura 241: Uso di schermi naturali per ripararsi dal vento (Giappone)

Figura 242: Esempio di Torri Iraniane

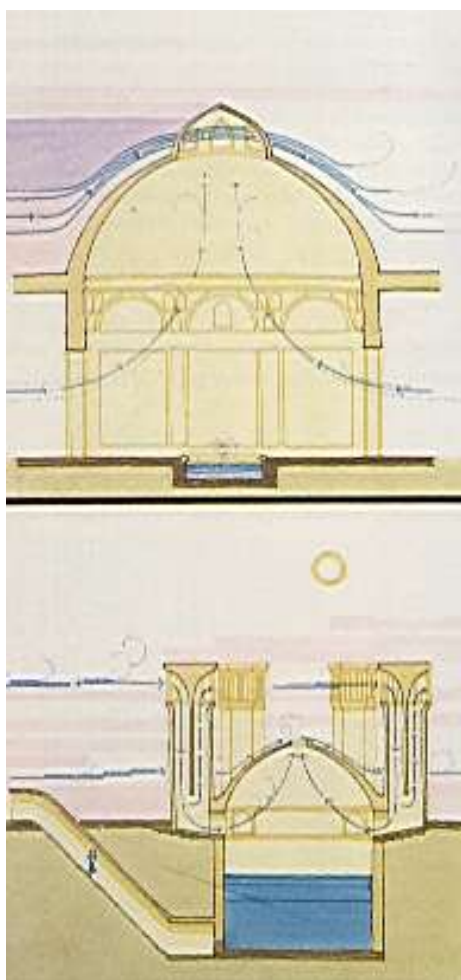



Figura 243: Schema di funzionamento delle Torri Iraniane

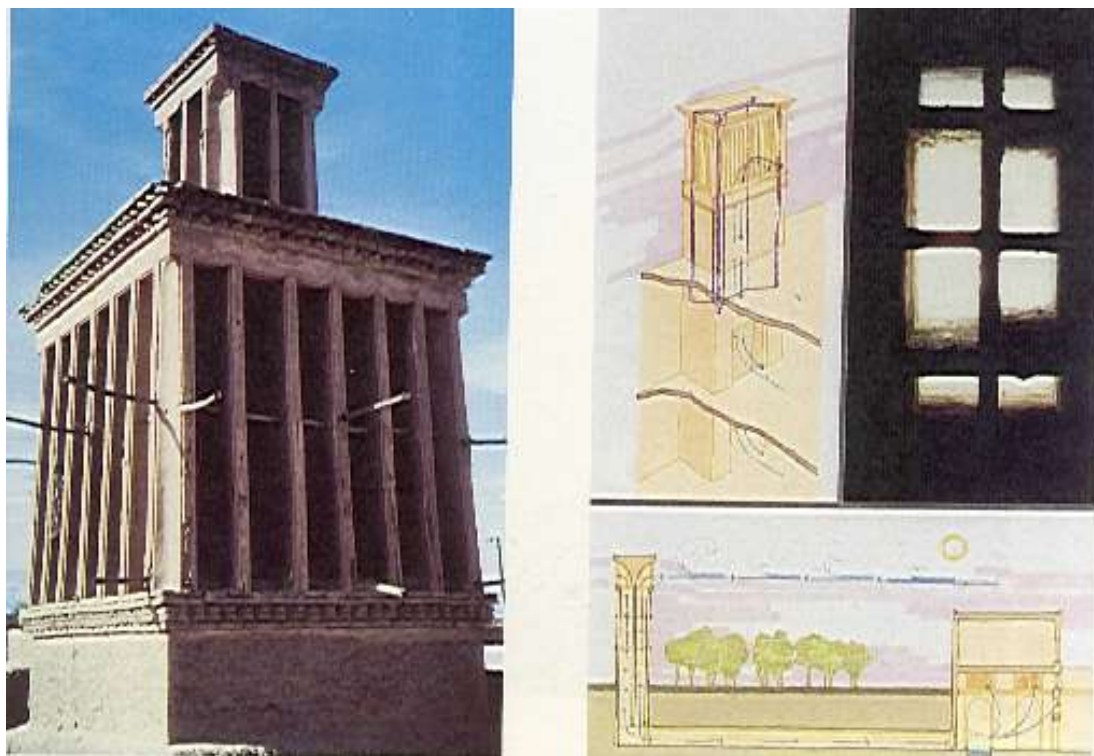



Figura 244: Effetti delle Torri Iraniane

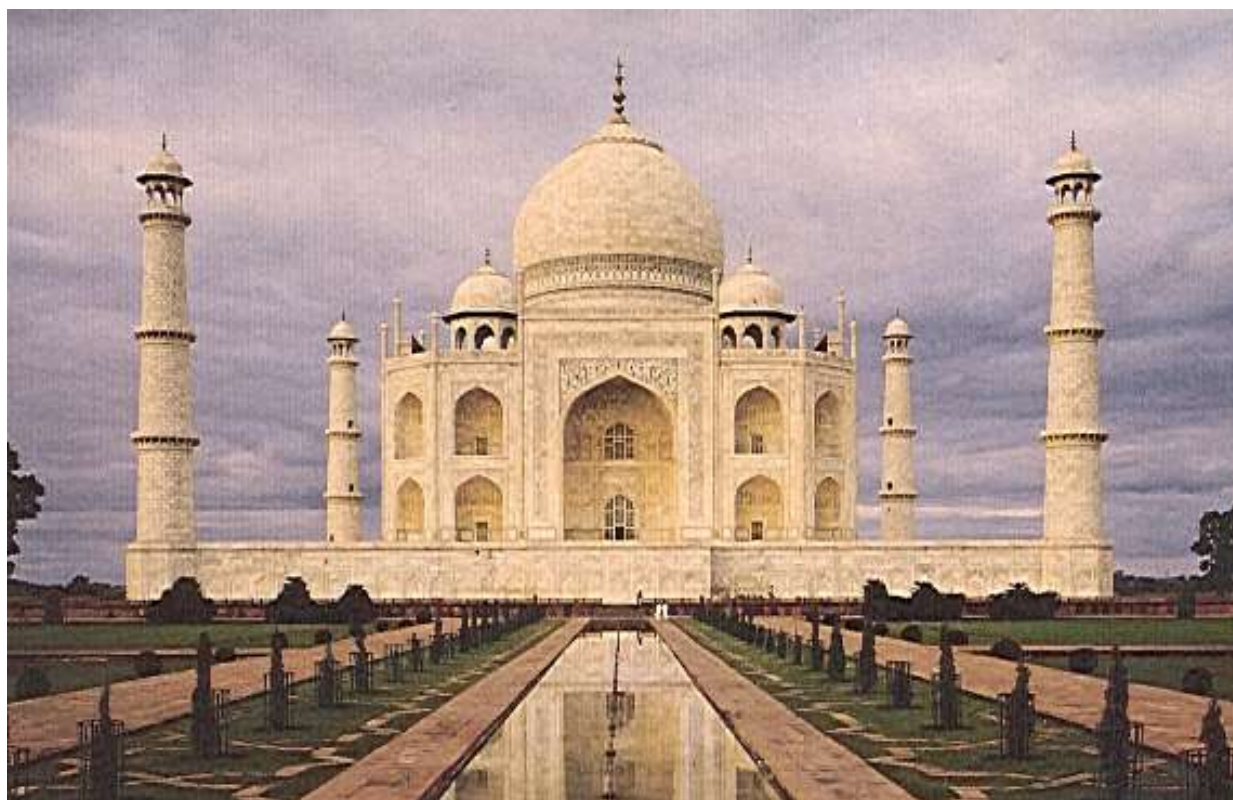



Figura 245: Costruzione indiana con specchi d'acqua.

11.2 NUOVA CLASSIFICAZIONE DEGLI EDIFICI PASSIVI

Di recente una ricerca dell'*ENEA* su 151 esempi di edifici ha portato a definire un nuovo standard energetico per la definizione di ***edificio passivo*** pari a **15 kWh/(m².anno)**. Questo valore è pari a circa il 20% dell'energia consumata in un edificio normale, cioè costruito secondo gli standard attuali e rispondente alle specifiche della L. 10/91.

Si tratta, pertanto, di una riduzione notevole rispetto agli 80÷120 kWh/(m²a) consumati negli edifici normali o ai 150÷240 kWh/(m²a) degli edifici non coibentati. Si consideri, inoltre, che già un consumo di 25÷60 kWh/(m²a) è considerato basso e il raggiungimento di questo obiettivo richiede notevoli sforzi nella coibentazione degli edifici.

Un edificio passivo con consumi inferiori ai 15 kWh/(m²a) per soli usi termici (*riscaldamento*) presenta un consumo totale, unitamente ai consumi elettrici e di altro genere propri di una casa moderna, < di 42 kWh/(m²a).

Per avere un edificio passivo occorre seguire due strade:

- Coibentare fortemente l'edificio (isolante a cappotto di forte spessore);
- Sfruttare l'energia solare e/o le altre fonti energetiche per ottenere un riscaldamento invernale gratuito.
- Avere un raffrescamento estivo;
- Riduzione dei consumi interni.

Queste azioni possono essere realizzate avendo i seguenti criteri guida nella progettazione degli edifici.

11.2.1 CRITERI GUIDA PER LA PROGETTAZIONE DEGLI EDIFICI

Il criterio guida per la progettazione di un edificio passivo deriva da quanto si è studiato in precedenza sulla Termofisica degli edifici e sui carichi termici estivi ed invernali. Fra i parametri da tenere in conto si hanno i seguenti.

Orientamento dell'edificio

L'orientamento più idoneo di un edificio passivo è il ***Sud*** anche se non sono escluse altre esposizioni. Tuttavia l'orientamento a Sud (si ricordi il cammino solare apparente) garantisce i migliori risultati sia in inverno che in estate.

Assenza di elementi ombreggianti

Gli elementi ombreggianti (alti edifici viciniori, alberi, montagne, …) davanti alla parete a Sud possono ridurre gli apporti energetici solari gratuiti in modo significativo. Questo aspetto va tenuto presente nella scelta del sito.

Si tenga presente, inoltre, che alle basse latitudini si ha il rischio di un elevato surriscaldamento estivo dovuta alla radiazione solare. Pertanto se è vero che in inverno la schermatura della parete a Sud riduce l'apporto solare gratuito è anche vero che in estate riduce i consumi per il raffrescamento. E' allora opportuno studiare bene entrambi gli aspetti (estivo ed invernale) ed utilizzare schermi esterni che possano ridurre il surriscaldamento estivo.

Rapporto architettonico S/V

Si è visto, nello studio della Termofisica degli Edifici, che il rapporto S/V è fondamentale per il transitorio termico dell'edificio e in particolare per le oscillazioni termiche all'interno degli ambienti. Per un edificio passivo è opportuno avere un rapporto S/V < 0,6.

Disposizione dei locali

Nei normali edifici si hanno spesso differenze di temperatura sensibili fra le singole zone per cui si cerca di disporre gli ambienti in modo da avere i minori effetti disturbanti: ad esempio, si pongono a sud gli ambienti che si desiderano avere più caldi e a nord quelli che si desiderano avere più freschi.

Negli edifici passivi le differenze di temperature fra le varie zone sono minime e la disposizione degli ambienti può essere più libera.

Isolamento termico

La trasmittanza termica globale (*U*) dell'involucro di un edificio passivo è < 0,15 W/(m² K). Per ottenere questi valori si deve ricorrere a spessori elevati di coibente termico. Nel nord Europa si usano

valori tipici di 25 cm nelle pareti e 40 cm nel soffitto. Nelle regioni mediterranee gli spessori di coibente si possono ridurre sensibilmente in funzione anche della zona climatica.

Assenza di ponti termici

I ponti termici possono essere importanti nelle zone climatiche fredde e in ogni caso sono sempre perdite di calore che possono e debbono essere ridotte e/o annullate per avere un edificio passivo con bassissimi consumi energetici.

E' opportuno, allora, rendere indipendenti dall'involucro termico i balconi, le terrazze e le gronde. Inoltre i montaggi di questi elementi debbono essere effettuati con particolare attenzione.

Impermeabilità al vento

Le infiltrazioni d'aria costituiscono una grave perdita di energia che può essere contrastata con l'uso di componenti impermeabili al vento. In genere per un edificio passivo con una differenza di pressione di 50 Pa non si debbono avere ricambi d'aria per infiltrazione superiori a 0,06 V/h. L'impermeabilità dell'involucro deve essere comprovata da test eseguiti secondo la ISO/DIS 9972..

Finestre speciali

Tenendo conto di quanto detto nei due punti precedenti, le finestre utilizzate negli edifici passivi debbono soddisfare alle seguenti caratteristiche: bassa trasmittanza termica ed alta trasparenza.

Pertanto il valore di U deve essere $< 0,8$ W/(m²K) ed una trasparenza $g>0,6$. L'elevata trasparenza assicura elevati apporti energetici invernali, superiori alle perdite. Inoltre la trasmittanza bassa limita i ponti termici.

Nelle zone climatiche più miti si possono aver valori meno impegnative e quindi finestre meno costose. Si tenga presente che il dimensionamento delle finestre esposte a sud deve essere fatto in rapporto agli apporti solari gratuiti.

Schermatura solare

Gli schermi solari sono assolutamente necessari per gli edifici passivi: essi consentono di avere elevati apporti solari gratuiti in inverno e ridotti apporti solari in estate. L'ombreggiatura prodotta dagli schermi deve essere ben studiata in rapporto alla latitudine a la cammino solare apparente del sole.

Gli schermi non debbono mai limitare l'illuminazione naturale all'interno degli ambienti.

11.2.2 GLI IMPIANTI TERMICI NEGLI EDIFICI PASSIVI

Gli impianti di climatizzazione degli edifici passivi sono pur sempre presenti non potendosi pensare ad un uso commerciale di edificio a *zero energia*. Occorre allora studiare bene questi impianti in modo da avere le massime efficienze e quindi le minori perdite.

Sistema di ventilazione

Il sistema di ventilazione controllata è essenziale per un edificio passivo poiché, come detto in precedenza, le infiltrazioni d'aria sono ridotte quasi a zero. Il sistema di ventilazione, quindi, deve garantire una buona distribuzione del calore in inverno ed un raffrescamento naturale (*free cooling*) in estate. L'aria trattata deve essere di buona qualità.

La velocità di flusso non deve essere superiore ai 3 m/s in nessun tratto del sistema di ventilazione. Si debbono utilizzare scambiatori di calore ad alto efficienza per recuperare almeno il 75% del calore dell'aria uscente.

Generatori di calore

I generatori di calore possono essere compatti e possono, dove possibile, fare uso di pompe di calore o di sistemi integrati con collettori solari.

Ad integrazione dei sistemi termici si può utilizzare un sistema di accumulo termico nel terreno. In questo modo si può avere una buona integrazione termica in inverno ed un efficace sistema di raffrescamento per l'estate.

Produzione di acqua sanitaria

Anche se si riduce il consumo energetico di riscaldamento non si può ridurre il consumo di acqua calda legato a standard di igienicità. Si può pensare, allora, di utilizzare una pompa di calore o un sistema di collettori solari evitando i boiler elettrici o l'uso di caldaie dedicate.

Illuminazione artificiale

Dovendo ridurre tutti i consumi interni di energia è allora opportuno utilizzare elettrodomestici e sistemi di illuminazione di elevata efficienza e quindi di basso consumo energetico. Oggi sono disponibili sia elettrodomestici (Tipo AAA) che lampade a basso consumo specifico.

11.3 LEGISLAZIONE EUROPEA SULL'EDILIZIA BIOCLIMATICA

Di recente (28/02/2004) il Parlamento Europeo ha espresso indicazioni per le tecnologie costruttive bioclimatiche. L'analisi dei principi espressi dal Parlamento Europeo e dei parametri di qualità con cui valutare un edificio sono evidenziati nel punto 8 della stessa Legge CEE che si riporta di seguito:

Legge: Risoluzione del Parlamento europeo sull'impiego di tecnologie costruttive bioclimatiche negli edifici per abitazioni e servizi

(pubblicato nella G.U.C.E. n. C61 del 28 febbraio 1994
……. Omissis …..

4. Tecnologie costruttive bioclimatiche (articolo 52 del regolamento CEE): Risoluzione sull'impiego di tecnologie costruttive bioclimatiche negli edifici per abitazione e servizi.

Il Parlamento europeo,

- vista le proposte di risoluzione presentate dagli onn.:

a) Killilea sul livello di gas radon nelle abitazioni in Irlanda occidentale (B3-0460/92)

b) Brito sull'impiego di tecnologie costruttive bioclimatiche negli edifici per abitazione e servizi (B3-0129/93J).

- vista la propria risoluzione del 19 gennaio 1993 sulla promozione delle energie rinnovabili (1),
- visto l'articolo 45 del proprio regolamento,
- avendo delegato il potere deliberante, in applicazione dell'articolo 52 del regolamento, alla propria commissione per l'energia, la ricerca e la tecnologia,
- vista la relazione della commissione per l'energia, la ricerca e la tecnologia (A3-0054/94),

- A. considerando il notevole risparmio energetico che si può conseguire realizzando edifici, o ristrutturando quelli esistenti, in base a principi architettonici e costruttivi che utilizzino il piu' possibile energie rinnovabili locali,
- B. considerando il positivo contributo che tale edilizia comporta in termini di minori emissioni di gas che provocano l'effetto serra,
- C. considerando lo stato di degrado di alcune aree urbane sia da un punto di vista strutturale che da un punto di vista della qualità di vita degli abitanti,
- D. considerando che l'edilizia è un settore trainante nell'economia dell'Unione con un volume d'affari pari a 400 miliardi di ecu all'anno e un alto tasso di occupazione,
- E. considerando che e' fondamentale il rispetto dell'aspetto estetico per il mantenimento del patrimonio culturale dell'Unione,
- F. considerando il positivo aspetto educativo indiretto, dovuto all'impiego che tali edifici possono avere per le popolazioni dell'Unione, soprattutto per i giovani, rendendoli partecipi e consapevoli dei cicli energetici naturali,
- G. ritenendo che la pianificazione urbana debba essere impostata anche in termini di razionalizzazione dell'uso dell'energia e che occorra quindi inserire tali principi come quelli relativi alla compatibilità ecologica dei materiali.
- H. felicitandosi con la DG XVll/C/2 della Commissione per lo studio della possibilità di finanziamento di terzi e desiderando essere informato sull'esito del convegno tenutosi a Lisbona il 28-30 ottobre 1993 su tale questione.

- I. congratulandosi con la DG XIVF/4 della Commissione per la qualità del lavoro svolto nell'ambito delle energie rinnovabili e soprattutto per aver coinvolto architetti di fama mondiale nei progetti, in particolare per la ristrutturazione del Reichstag,

1. ritiene che l'architettura bioclimatica sia un fondamentale mezzo di risparmio energetico e un vitale volano di creazione di nuova occupazione,

2. ritiene indispensabile la promozione e lo sviluppo di una nuova cultura del costruire attenta alla salvaguardia dell'ambiente e ai cicli energetici dell'ecosistema e che utilizzi i principi progettuali dell'architettura bioclimatica;

3. considera molto importante la formazione di una nuova generazione di progettisti, architetti e costruttori tecnicamente e culturalmente preparati per applicare nella pratica professionale questi principi;

4. invita le facoltà di Architettura delle università dell'Unione a inserire corsi obbligatori di architettura bioclimatica;

5. invita la Commissione a elaborare la normativa necessaria all'istituzione di un marchio europeo di qualità per i materiali impiegali nelle costruzioni affidando al CCR il ruolo di certificazione;

6. invita la Commissione a elaborare nel più breve tempo possibile uno studio;

- sul rapporto costi/benefici della ristrutturazione del parco edilizio esistente, come per la costruzione di nuovi edifici, secondo i principi dell'architettura bioclimatica e dell'uso razionale dell'energia

- sulla quantità di occupazione diretta e indiretta, qualificata e non, nel settore dell'edilizia per tale intervento come per la costruzione di nuovi edifici;

7. invita la Commissione a presentare una proposta di direttiva che stabilisca norme vincolanti in merito all'utilizzo di nuove tecnologie dei materiali e concetti costruttivi esposti nella presente risoluzione;

8. invita la Commissione ad armonizzare i criteri di valutazione della qualità di un edificio secondo i seguenti parametri:

- presenza di gas tossici (es. il radon)
- incidenza della «gabbia metallica» sui fenomeni di elettromagnetismo naturale o artificiale
- presenza di materiali tossici (vernici, colle, amianto, formaldeide, solventi etc.)
- capacità dell'edificio di ricambio d'aria e smaltimento dell'umidità e le soluzioni alternative impiegate,

9. invita la Commissione a tenere presente questi parametri nella preparazione dei programmi specifici del IV Programma Quadro;

10 invita la Commissione a predispone le normative necessarie affinché nelle gare di appalto per la costruzione di edifici pubblici sia vincolante l'uso dei principi dell'architettura bioclimatica,

11. ritiene che la forma più interessante di finanziamento dell'operazione sia quella del «finanziamento di terzi»;

12. invita la Commissione a inserire i finanziamenti necessari per progetti pilota di grande evidenza per la ristrutturazione del patrimonio edilizio esistente e per nuove costruzioni;

13. invita la B.E.I. a inserire tra i progetti che godono dei prestiti agevolati anche ampi progetti di ristrutturazione del patrimonio edilizio esistente e la costruzione di nuove unità edificate seguendo i principi dell'architettura bioclimatica;

14. invita la Commissione a consultare le aziende come le organizzazioni nazionali già operanti nel settore quali, per esempio, l'I.B.N. tedesco, l'INBAR italiano etc.;

15. incarica il suo Presidente di trasmettere la presente risoluzione al Consiglio, alla Commissione, ai sindacati edili e all'associazione dei costruttori edili degli Stati membri dell'Unione nonché ai Presidi delle facoltà di Architettura dell'Unione.

12. LE CARTE SOLARI – DIAGRAMMA ELIODIADROMICO

Il D.Lgs 311/06 che aggiorna il D.Lgs 192/05 impone l'utilizzo di schermi solari esterni per ridurre il surriscaldamento ambientale. Quanto segue consente di utilizzare i diagrammi eliodiadromici per posizionare correttamente gli schermi solari esterni

12.1 CARTE ELIODIADROMICHE

Utilizzando le relazioni geometriche viste nei paragrafi 3.2 e 3.3 si possono costruire dei diagrammi polari (dette *carte dei percorsi solari*) nei quali si possono leggere l'azimut del sole alle diverse ore del giorno e per ciascun mese dell'anno. Questi diagrammi sono spesso utilizzati per lo studio delle ombre e dei soleggiamenti superfici verticali ed orizzontali. In pratica si riporta nei diagrammi polari l'altezza solare e l'azimut per alcuni giorni del mese e per data latitudine dati dalle seguenti relazioni:

$$\sin h = \sin\delta \sin\varphi + \cos\delta \cos\varphi \cos\omega$$

$$\sin\gamma = \frac{\cos\delta \sin\omega}{\cosh}$$

ove h è l'altezza solare[90] (è anche $h=90°-\vartheta$, cioè è il complementare dell'angolo formato dai raggi solari diretti con la normale alla superficie), γ è l'angolo azimutale, ω l'angolo solare, φ la latitudine del luogo e δ la declinazione solare, secondo il simbolismo già indicato nei paragrafi 3.1 e 3.2. In Figura 246 sono riportate tre orbite tracciate dal sole sulla sfera celeste con riferimento ad un osservatore posto alla latitudine φ in corrispondenza ai solstizi[91] d'estate (ove si ha δ=+23.5 °) e d'inverno (ove si ha δ = -23.5 °) e agli equinozi di primavera ed autunno (δ=0 °).

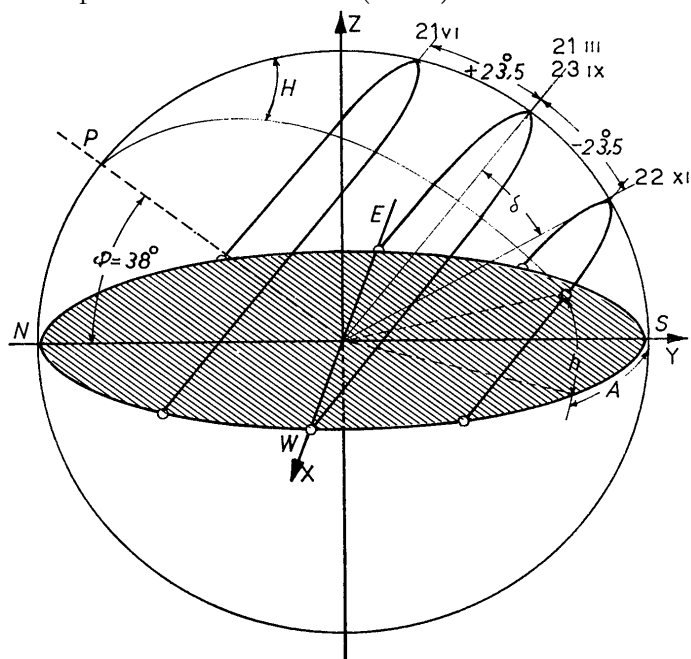



Figura 246: Percorso apparente del sole per alcuni giorni dell'anno

Per una determinata ora solare media si può individuare la posizione solare sulla *sfera celeste* mediante l'angolo orario ω e la declinazione δ, naturalmente per data latitudine φ dell'osservatore. In Figura 247 si ha la rappresentazione[92] di γ e h per la latitudine di 38° 6' 44" corrispondente alla città di

[90] Per *Altezza Solare* si intende l'angolo che la visuale collimata al sole forma con il piano orizzontasse. Esso ha valori massimi allorquando il sole passa sul meridiano e valori nulli all'alba e al tramonto.

[91] Si ricorda, *dalla Geografia Astronomica*, che nel solstizio del 21 giugno il giorno raggiunge la sua massima durata, nel solstizio d'inverno, 22 dicembre, si ha la minima durata mentre agli equinozi, 23 settembre e 21 marzo, si ha che il dì eguaglia la notte.

[92] Nella figura si ha una rappresentazione *gnomonica*, cioè si ha la proiezione su un piano tangente la sfera terrestre al polo da un punto collocato al centro della sfera. In questo modo i meridiani sono rappresentati da rette ed i paralleli da

Palermo[93] per valori della declinazione solare δ pari a ±23.5°, ±20°, ±15°, ±10°, 0° per il solo arco diurno (-90°≤ω≤90°) con angoli solari ω variabili a passi di 15° (cioè di un'ora).

Nella rappresentazione di figura le orbite solari sono rappresentate da curve di raggio crescente al crescere di δ e di segno discorde per valori positivi o negativi dello stesso angolo di declinazione solare. Per δ=0 si ha una curva degenere in una retta. Infine sempre nella stessa figura gnomonica si ha la rappresentazione delle curve orarie per cui la posizione del sole è data da un punto della stessa curva oraria per il giorno di riferimento. Ad esempio la posizione solare alle ore 17 del 22 giugno è rappresentata dal punto *K* della stessa figura per il quale si leggono anche *h*=26° e ω=100°.

Figura 247: Diagramma eliodiadromico per latitudine di 38 °

La figura 65 è detta ***diagramma eliodiadromico*** dal greco ελιοσ = *sole* e da διαδρομη = *traiettoria*. Inoltre si deve sempre tener presente che gli angoli sopra citati si riferiscono sempre alle condizioni locali vere del sito e non a quelle medie civili. Ad esempio il meridiano corrispondente al fuso orario italiano passa per il monte Etna e risulta in ritardo di 6"30""rispetto al tempo medio civile.

Per comodità di utilizzo da parte degli Allievi si riportano alcune carte eliodiadromiche per latitudini variabili da 37° a 46 ° L.N. desunti dal sito www.idronicaline.net al quale si rimanda per altre utili informazioni.

circonferenze di raggio crescente fino al valore infinito in corrispondenza al circolo massimo. Si hanno, tuttavia, diversi modi di rappresentare i diagrammi eliodiadromici, ad esempio utilizzando diagrammi polari o anche riferendoli a semplici coordinate piane. E' bene tenere presente che le grandezze rappresentate sono sempre l'altezza solare e l'angolo azimutale.

[93] In buona parte dei calcoli che riguardano l'applicazione della Climatologia all'Architettura si può accettare questo valore come medio per la Sicilia.

Figura 248: Diagramma solare per latitudine di 37 ° L.N. (Catania)

Figura 249: Diagramma solare per latitudine di 38 ° L.N. (Palermo)

Figura 250: Diagramma solare per latitudine di 39° L.N. (Cagliari)

Figura 251: Diagramma solare per latitudine di 40 ° L.N. (Lecce)

Figura 252: Diagramma solare per latitudine di 41 ° L.N. (Napoli)

Figura 253: Diagramma solare per latitudine di 42 ° L.N. (Roma)

Figura 254: Diagramma solare per latitudine di 43° L.N. (Perugia)

Figura 255: Diagramma solare per latitudine di 44 ° L.N. (Bologna)

Figura 256: Diagramma solare per latitudine di 45 ° L.N. (Milano)

Figura 257: Diagramma solare per latitudine di 46 ° L.N. (Udine)

12.2 UTILIZZO DEI DIAGRAMMI ELIODIADROMICI

12.2.1 DETERMINAZIONE DELLE ORE DI SOLEGGIAMENTO DI UNA PARETE.

Il diagramma eliodiadromico può essere utilizzato per determinare facilmente le ore di soleggiamento di una facciata, comunque orientata, in un qualunque giorno dell'anno. E' sufficiente, in questo caso, segnare sul diagramma eliodiadromico la traccia della facciata e leggere, per il giorno desiderato, le ore segnate nella metà del diagramma delimitata dalla traccia stessa e l'esposizione considerata. Ad esempio per il giorno 3 aprile, una facciata esposta a Sud-Ovest ed avente traccia azimutale coincidente con l'asse 150°-330° ha un periodo di soleggiamento che va dalle ore 11,00 al tramonto. Questo genere di calcoli risulta comodo per la corretta orientazione degli edifici o degli assi viari in urbanistica.

In figura 66 si ha ancora un esempio di determinazione del periodo di soleggiamento: si sovrappone il centro del diagramma eliodiadromico ad un punto qualsiasi (in figura è segnato con A) della traccia della facciata scelta e si orienta il diagramma con il suo Nord nella direzione del Nord della planimetria alla quale appartiene la facciata da esaminare. I rami della curva che rimangono esterni alla facciata individuano i periodi di soleggiamento nei giorni segnati sul diagramma eliodiadromico.

Ad esempio, per il giorno 22 giugno il sole irradia la facciata segnata in figura dalle ore 5 circa alle ore 10.30 e nel giorno 22 dicembre la facciata resta sempre in ombra.

Figura 66: Determinazione delle ore di soleggiamento su una parete comunque orientata.

Il diagramma solare è comodo anche per determinare la direzione dei raggi solari proiettata sul piano orizzontale: basta congiungere il centro dei diagrammi (punto A della figura) con il punto rappresentativo del giorno e dell'ora considerati.

Ad esempio alle ore 8 del giorno 28 agosto la direzione dei raggi solari è rappresentata dalla retta AA'.

Analogo procedimento si può seguire per la determinazione della direzione solare proiettata su un piano verticale: in questo caso si sovrappone sulla sezione della facciata il diagramma eliodiadromico facendo coincidere le altezze solari, come indicato in figura 67: in essa è riportato l'esempio delle ore 14 del giorno 22 giugno corrispondente ad un angolo di incidenza delle radiazioni solari su un piano verticale pari a 60° e la direzione di incidenza è data dalla congiungente BB'.

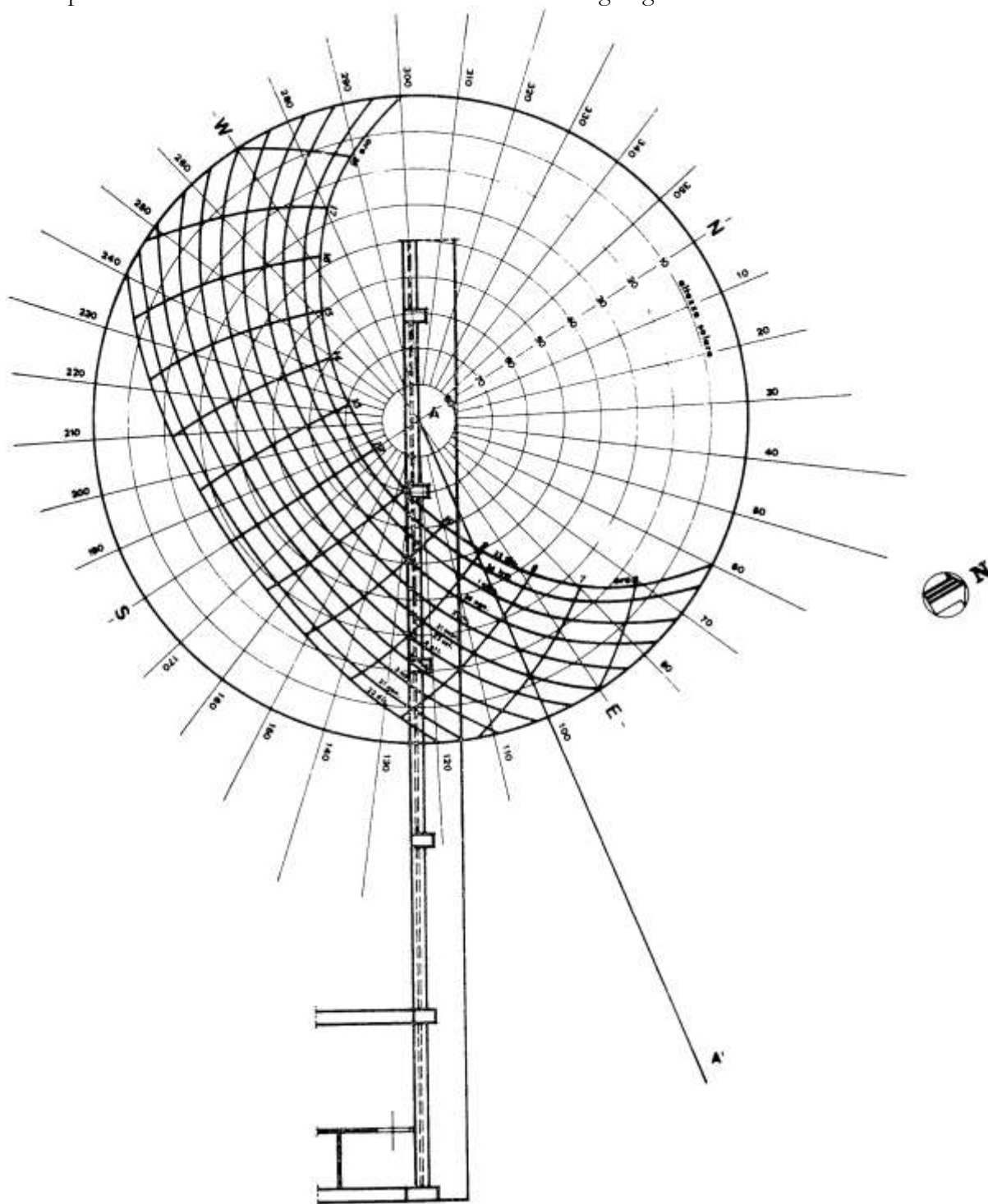



Figura 67 Determinazione della direzione solare proiettata su un piano orizzontale

12.3 TRACCIAMENTO DELLE OMBRE PORTATE

Con procedimento geometrico del tutto simile a quello sopra indicato per la determinazione delle direzioni dei raggi solari proiettate su piani orizzontali e verticali si possono determinare le tralice delle ombre di un qualunque ostacolo proietta sulla facciata, sia in planimetria che in sezione.

Nelle figure 68 e 69 sono rappresentati due esempi: il primo determina l'ombra proiettata dal balcone sul piano orizzontale e la seconda sul piano verticale. L'interpretazione delle figure è immediata ricordando che sul piano orizzontale occorre considerare, per la direzione delle ombre, la direzione complementare a quella dei raggi solari.

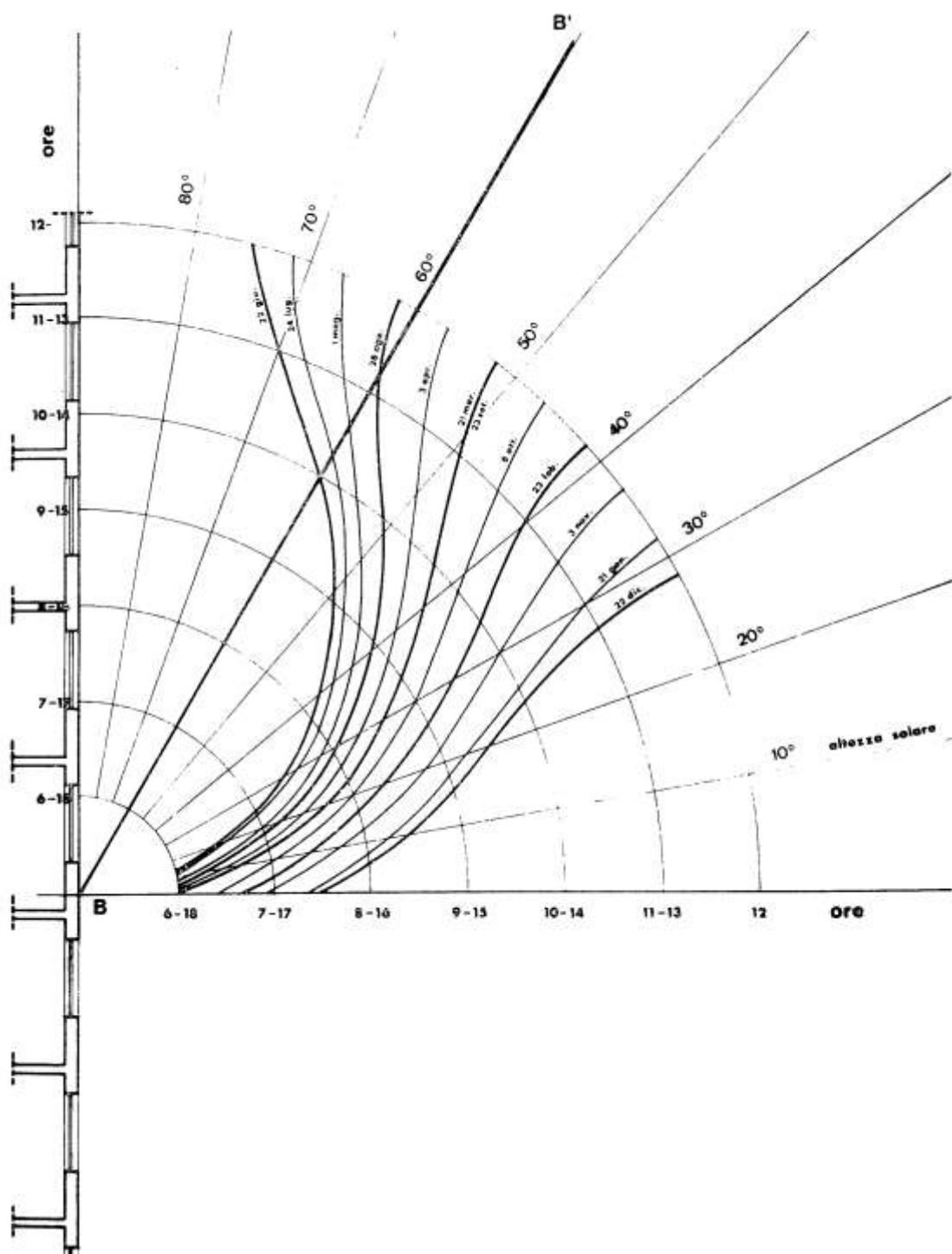



Figura 68: Determinazione della direzione dei raggi solari proiettata su un piano verticale

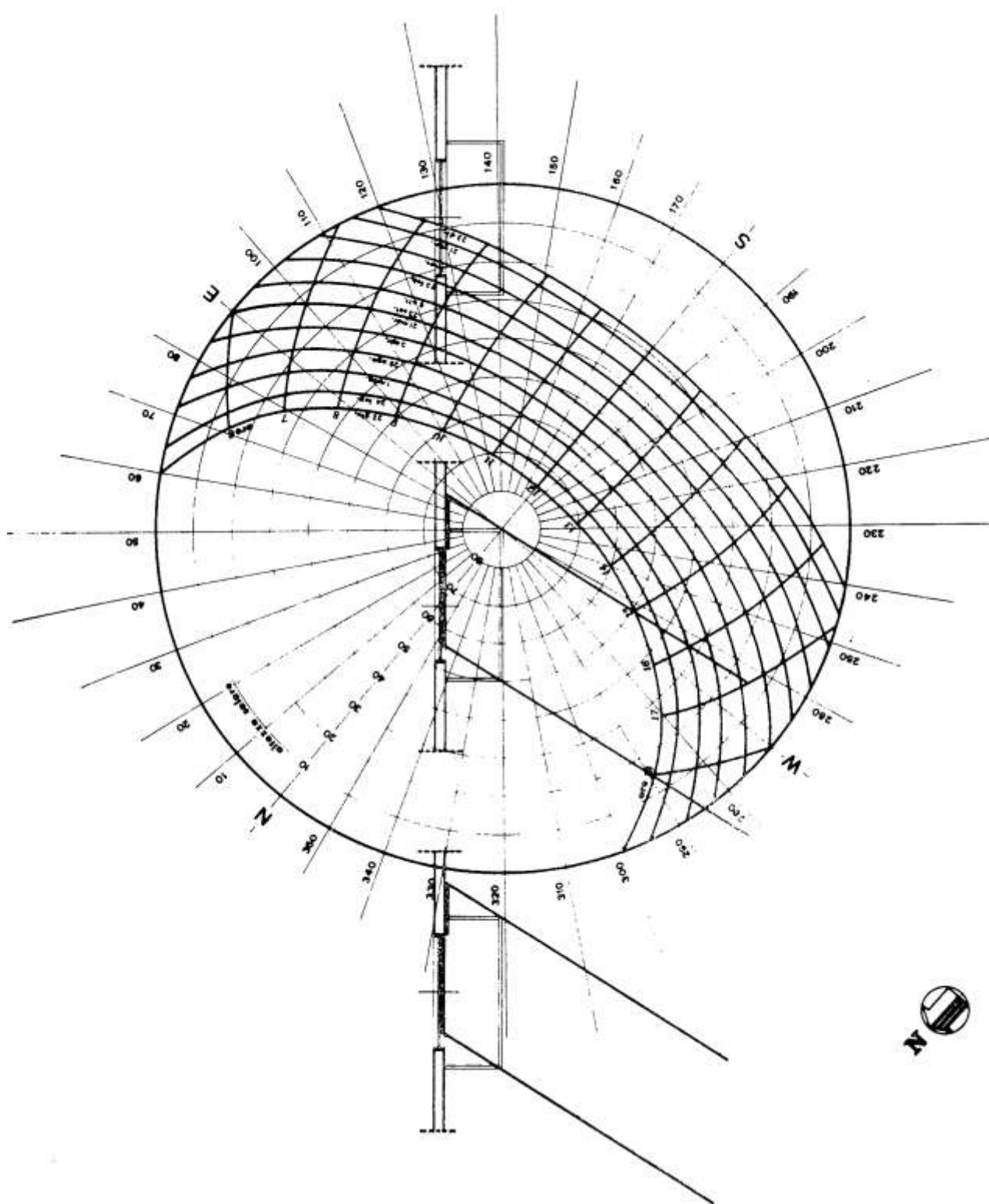



Figura 69: Determinazione della traccia dell'ombra proiettata dal balcone sul piano orizzontale

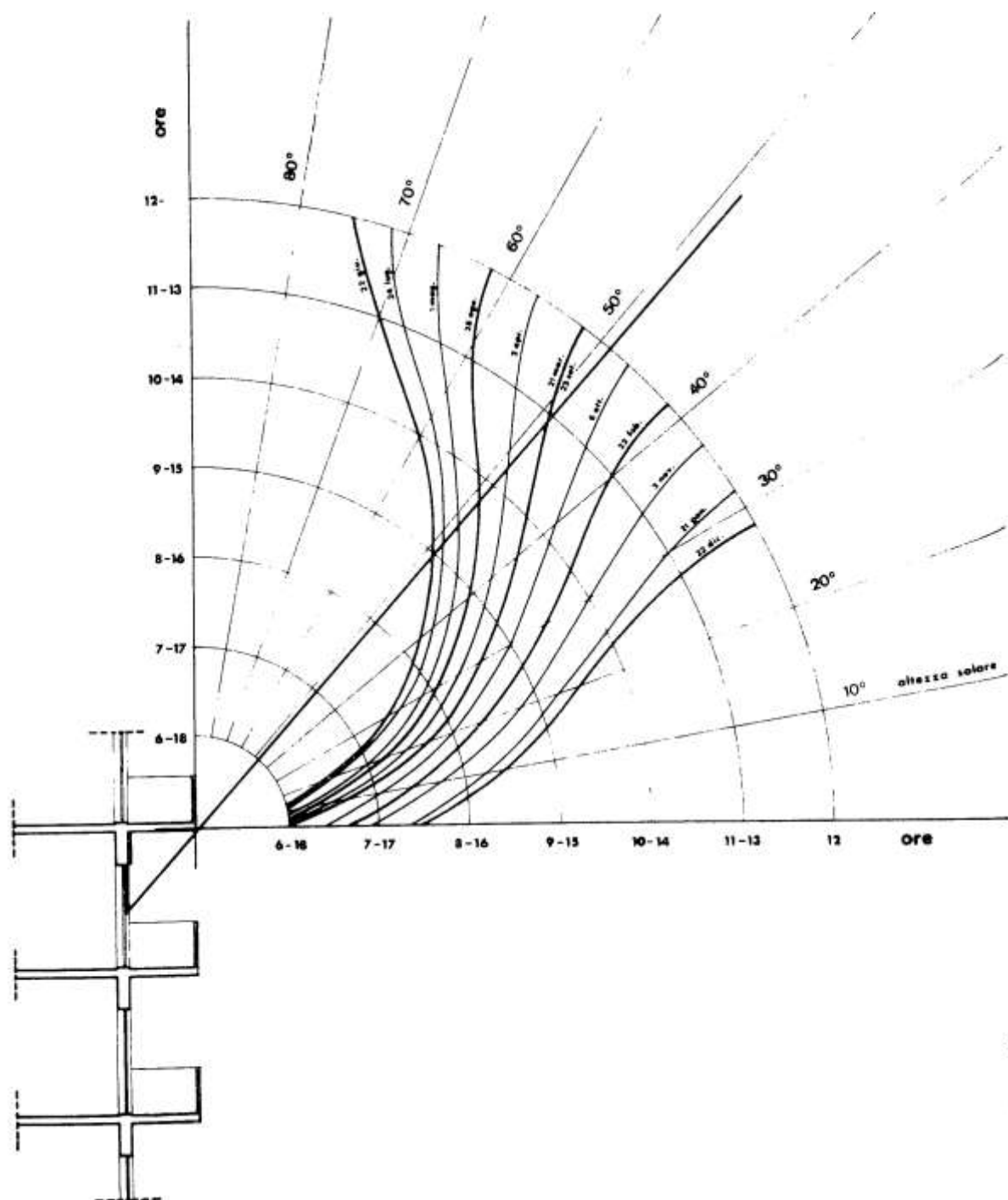



Figura 70: Determinazione della traccia dell'ombra proiettata dal balcone sul piano verticale.

12.3.1 CALCOLO DEL LA RADIAZIONE GLOBALE SULLE FACCIATE

I diagrammi eliodiadromici possono essere completati anche da altre curve che consentono di calcolare la radiazione media sulle facciate. Ciò risulta utile per progettare ripari o protezioni delle facciate per le ore più soleggiate.

Nelle figure 71 e 72 sono date le curve delle radiazioni incidenti, espresse in kcal/m²[94].

425
400
300
200
100

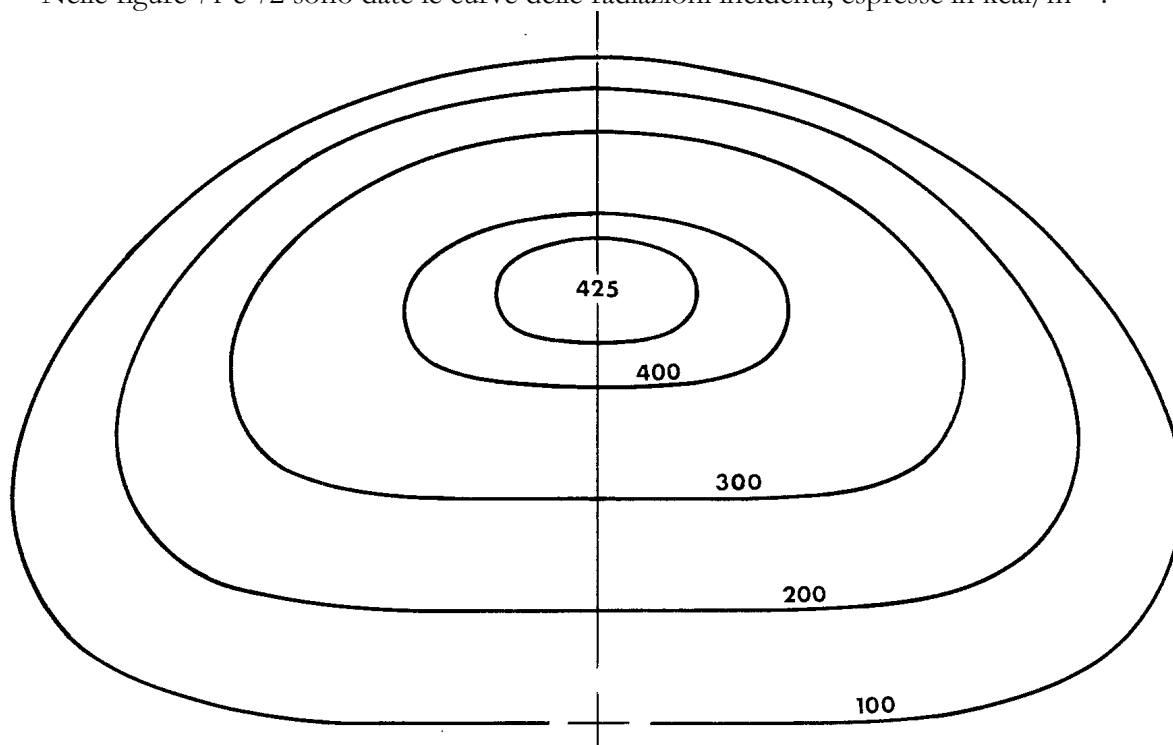



Figura 71: Radiazione solare in dicembre – gennaio – febbraio in kcal/m²

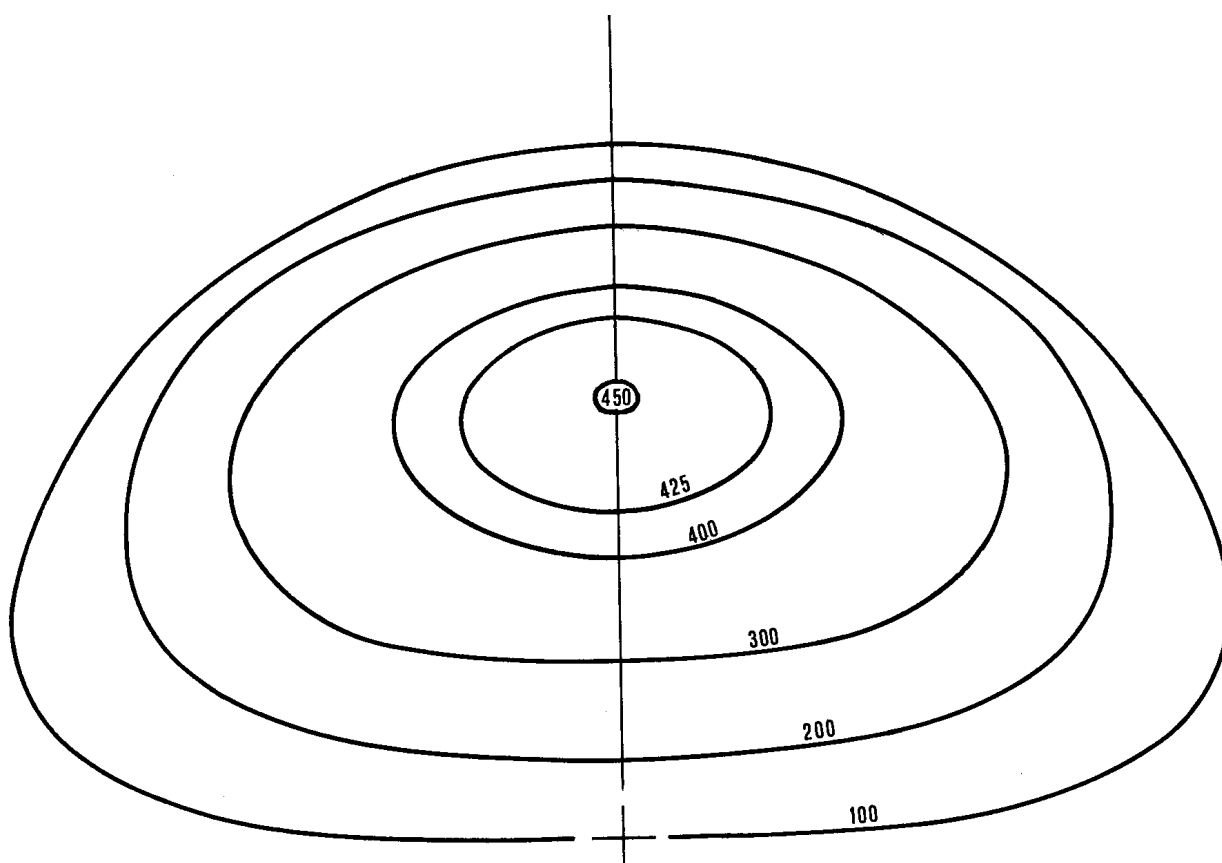



Figura 72: Radiazione solare in primavera-autunno: Marzo – aprile – maggio – settembre – ottobre - novembre

[94] Basta moltiplicare per 4.186 per avere il valore della radiazione in kJ/m².

Nella figura 73 viene riportato un esempio di applicazione per il calcolo della radiazione per le ore 15 del 22 giugno.

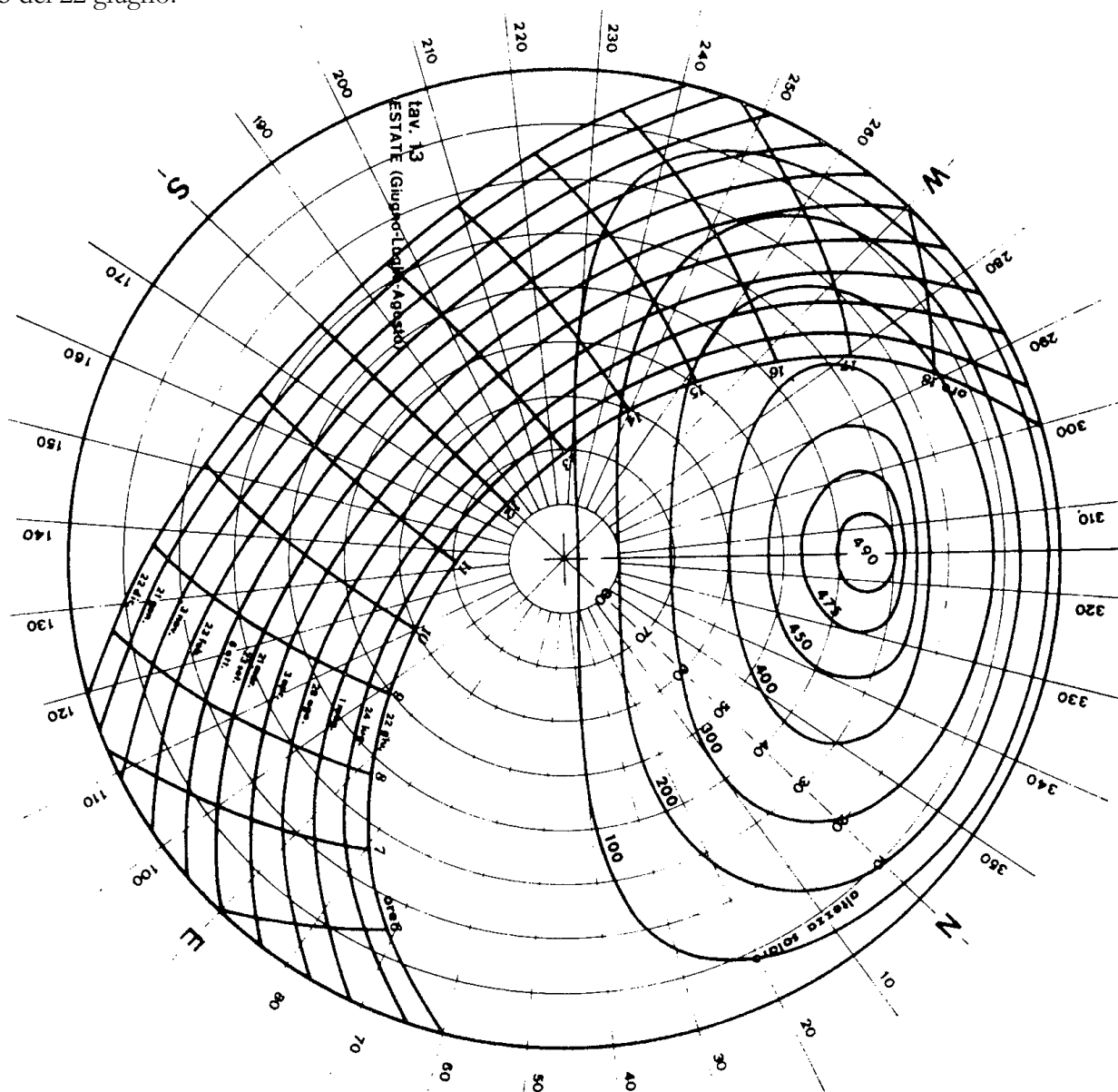



Figura 73: Determinazione dell’energia solare incidente su una facciata esposta a NW, azimut 315°

La procedura da seguire è la seguente:

- si sovrappone il diagramma dei percorsi solari al grafico delle curve di eguale radiazione solare per la stagione desiderata;
- si fa coincidere l’asse del grafico eliodiadromico con l’orientazione della facciata, in questo caso supposta a 315°;
- in corrispondenza del mese e dell’ora considerati si legge l’energia solare incidente: nel caso dell’esempio considerato si hanno 300 kcal/m² pari a 1256 kJ/m².

Un esempio di utilizzo di queste curve potrebbe essere quello di determinare l’area di superficie vetrata capace di garantire un flusso solare massimo o minimo (a seconda delle applicazioni desiderate).

Oppure si possono usare i diagrammi eliodiadromici per dimensionare i balconi in modo da garantire una certa ombra sulla facciata.

13. IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

E' uso comune ritenere che gli impianti di condizionamento siano solamente quelli per l'estate.

Di recente l'uso delle pompe di calore reversibili e degli impianti cogenerativi ha favorito lo sviluppo anche degli impianti di condizionamento invernali che, però, restano ancora delle eccezioni.

13.1 METODI DI CALCOLO E CONDIZIONI DI PROGETTO

Il calcolo dei carichi termici di raffreddamento estivo di un edificio è un procedimento piuttosto complesso che richiede il bilancio, istante per istante, del calore scambiato con l'ambiente esterno attraverso le superfici che inviluppano gli ambienti per conduzione, convezione e per irraggiamento e il calore scambiato per convezione con l'aria ambiente interna.

Il problema si complica se si osserva che l'evoluzione termica di ciascun ambiente è ***sempre transitoria*** e che raramente possiamo ritenere costanti le condizioni sia esterne che interne. Pertanto il calcolo *esatto* in regime transitorio porterebbe ad equazioni di bilancio del tipo già visto a proposito della Termofisica dell'edificio nelle quali la presenza dell'accumulo termico rende problematica la risoluzione del sistema di equazioni di bilancio.

Figura 258: Andamento tipico estivo dell'irraggiamento solare e della temperatura esterna

D'altra parte in estate l'***irraggiamento solare*** rappresenta la ***forzante*** principale del sistema e in questa stagione esso presenta un andamento poco disturbato dalla presenza di nuvole e quindi meno stocastico rispetto alle condizioni invernali. Inoltre l'irraggiamento solare varia continuamente dall'alba al tramonto e quindi difficilmente si può ipotizzare costante.

Lo scambio termico è dunque sempre in regime transitorio e pertanto le usuali equazioni utilizzate per il calcolo del flusso termico basate sull'uso della trasmittanza termica non sono più valide in quanto la trasmittanza è definita in regime stazionario.

Questa continua variabilità delle condizioni termiche di scambio porta ad effetti di accumulo che si riflettono sia nel comportamento delle pareti che nell'evoluzione della temperatura interna degli ambienti.

E' importante comprendere coma ***sia proprio la temperatura interna degli ambienti che costituisce la variabile fondamentale di controllo poiché è lo scambio con l'aria ambiente a definire il carico termico istantaneo***.

13.1.1 EFFETTO DELLA RADIAZIONE SOLARE

Se consideriamo la ***radiazione solare*** che penetra all'interno di un ambiente attraverso le superfici vetrate questa può essere anche parecchio elevata (in funzione del giorno dell'anno, dell'esposizione, dell'ora e dell'ampiezza della superficie vetrata) ma quest'energia che penetra all'interno di un ambiente ***non costituisce subito un carico termico*** poiché l'aria ha un fattore di assorbimento molto piccolo e quindi non si riscalda in modo sensibile.

Sono i corpi solidi presenti nell'ambiente che assorbono la radiazione solare, la trasformano in energia interna e quindi variano in modo conseguente la loro temperatura.

A questo punto si attivano le modalità di scambio convettivo con l'aria interna. Se le pareti e gli oggetti sono a temperatura maggiore dell'aria interna si ha un riscaldamento di quest'ultima.

E' in questo modo che ***l'energia solare diventa carico termico per gli ambienti e da questo momento diventa un problema impiantistico***. Poiché il processo di trasformazione sopra indicato richiede un tempo non trascurabile la radiazione solare che entra in un certo istante all'interno degli edifici diviene carico termico dopo questo transitorio. La radiazione solare, quindi, non può essere trascurata in estate e questo porta anche alla necessità di valutare gli ***effetti di transitorio*** appena esposti.

13.2 IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO

All'interno dell'ambiente si desiderano mantenere[95] condizioni di comfort ambientale che solitamente fissano la temperatura al valore di 25-27 °C ed l'umidità relativa al 50%. All'esterno si hanno condizioni climatiche che variano da luogo a luogo. Ad esempio si immagini di avere le condizioni (*valide per Catania, Siracusa, Palermo e zone costiere della Sicilia in genere*) di 34°C e 60% di u.r.[96]

Per il *Secondo Principio della Termodinamica* del calore passerà dall'esterno verso l'interno degli ambienti riscaldandoli (*rientrate di calore*) in modo da riportarli alla temperatura di equilibrio. Se si vuole mantenere le condizioni di benessere interne allora occorre fare in modo che le *rientrate di calore* siano annullate mediante l'immissione di aria portata ad opportuna temperatura ed umidità mediante un dispositivo detto *condizionatore*.

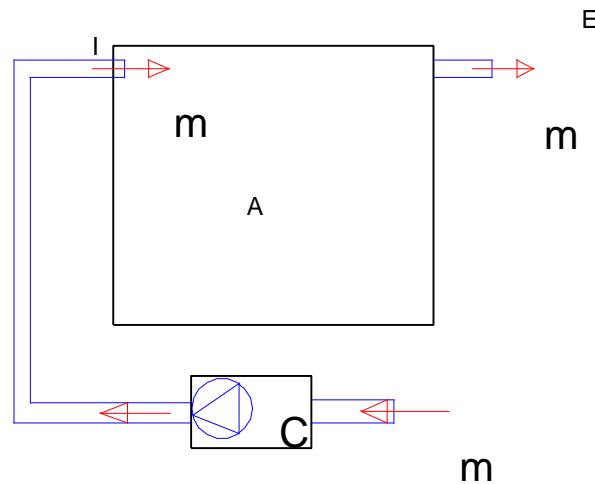



Figura 259: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria senza ricircolo

Il carico termico è la somma del carico *sensibile* che fa variare la temperatura interna e del carico *latente* che contribuisce a far variare l'umidità specifica interna dell'ambiente.

Risulta quindi, con riferimento alla metodologia di calcolo tradizionale (*Metodo Carrier*) e per una data ora di un dato giorno e per una assegnata latitudine:

$$Q_T = Q_S + Q_L \qquad [257]$$

Il carico *sensibile* è dato dalla somma di tutti i disperdimenti ambientali e quindi dalla relazione:

$$\begin{aligned} Q_S = & \sum_{\text{Pareti opache}} K_i S_i \Delta T_{e,i} + \sum_{\text{Pareti Vetrate}} K_{v,i} S_{v,i} \left(T_i - T_e\right) + \\ & + \sum_{\text{Pareti Vetrate}} S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} + \sum_{\text{Ventilazione Ambienti}} n_i V_i c_{pa} \rho \left(T_e - T_i\right) + \sum_{Fessure} f_j L_j \rho c_p \left(T_e - T_i\right) + \sum_{\text{Sorgenti Interne}} W_i \end{aligned} \qquad [258]$$

---

[95] Si faccia riferimento, ad esempio, alle condizioni di benessere secondo Fanger.

[96] Alla luce delle variazioni climatiche dell'ultimo decennio, le condizioni esterne di progetto sarebbero meglio descritte dalla coppia: 40 °C per la temperatura e 60% di u.r. Continuare a progettare per una condizione esterna di 34 °C porta ad una insuffcienza impiantistica per un gran numero di giorni estivi in Sicilia.

Mentre il *Carico Latente* è dato dalla relazione:

$$Q_L = \sum_{Sorgenti\ Interne} Q_{l,i} + \sum_{Ambienti} n_i V_i \rho \left(x_e - x_i \right) r \qquad [259]$$

Vale il seguente simbolismo:

- K_i trasmittanza della i-ma parete, (W/m²K);
- S_i superficie della i-ma parete, (m²);
- $\Delta T_{e,i}$ differenza di temperatura equivalente per la i-ma parete, (°C);
- T_i temperatura interna del generico ambiente, (°C);
- $I_{v,i}$ radiazione solare massima giornaliera sulla generica superficie vetrata, *(W/m²);*
- T_e temperatura oraria esterna, (°C);
- $S_{v,i}$ superficie della finestra i-ma, (m²);
- $K_{v,i}$ trasmittanza della i-ma vetrata, (W(m²K);
- $f_{a,i}$ fattore di accumulo termico per la i-ma finestra;
- $f_{s,i}$ fattore di schermatura della i-ma finestra;
- n_i numero di ricambi orari del generico ambiente;
- V_i volume interno del generico ambiente, (m³);
- W_i sorgente interna di calore, (W);
- $Q_{l,i}$ sorgente interna di calore latente, (W);
- x_e umidità specifica esterna, (g/kg_{as});
- x_i umidità specifica interna del generico ambiente, (g/kg_{as});
- r calore latente di vaporizzazione dell'acqua (r=2501 kJ/kg).

I fattori sopra indicati sono riportati nei manuali specializzati (ad esempio il *Manuale Carrier*) per le latitudini e le tipologie costruttive usuali. Calcolati Q_S e Q_L si passa al progetto del condizionatore.

13.3 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE PARETI

E' qui importante sottolineare l'importanza del concetto di *differenza di temperatura equivalente* indicato nelle precedenti relazioni. Si ricorderà che abbiamo definito (vedi §5.6.1) la *temperatura aria sole* come la temperatura fittizia dell'aria esterna capace di scambiare per sola convezione termica il calore effettivamente scambiato dalla parete sia per convezione che per irraggiamento[97]:

$$t_{as} = t_e + I \frac{\alpha}{h_e} \qquad [260]$$

Consideriamo ora i seguenti due casi:

Pareti con costante di tempo infinita

Si è visto nel §5.5 che se la costante di tempo è molto grande (teoricamente infinita) la temperatura dell'elemento disperdente (la parete in questo caso) varia pochissimo. Possiamo allora immaginare che lo scambio termico fra parete opaca ed aria esterna, tenuto conto anche dell'irraggiamento solare, sia data dalla relazione:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS\left(\overline{t}_{as} - t_i \right) \qquad [261]$$

ove $\overline{t}_{as}$ è il valore medio, nelle 24 ore giornaliere, della *temperatura aria sole* per la parete considerata (quindi per dato orientamento, giorno *giuliano*, latitudine, fattore di assorbimento, coefficiente di convezione termica).

[97] Si trascurano nella formula seguente gli effetti della radiazione di alta lunghezza d'onda.

Pareti con costante di tempo nulla

In questo caso le oscillazioni termiche della parete sono massime e dettate dalle oscillazioni della temperatura dell'aria esterna. Non avendo inerzia termica le pareti a costante di tempo piccolissima (teoricamente nulla) scambiano con l'aria esterna secondo la relazione:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS\left(t_{as} - t_i\right) \qquad [262]$$

Pertanto gli scambi termici dipendono dalla differenza istantanea fra la temperatura aria sole esterna e la temperatura ambiente interna.

Pareti con costante di tempo intermedia

In questo caso è lecito aspettarsi uno scambio di calore fra interno ed esterno funzione di un valore intermedio delle differenze di temperature fra i due casi limiti dianzi visti. In genere si può scrivere che sia valida la relazione:

$$Q_{parete_esterna_opca} = KS\overline{\left(t_{as} - t_i\right)} = KS\Delta T_{eq} \qquad [263]$$

Il valore intermedio della differenza di temperatura fra quella aria sole esterna e quella ambiente è stato indicato con $\overline{\left(t_{as} - t_i\right)} = \Delta T_{eq}$. Essa dipende, oltre che dall'irraggiamento solare *I*, anche dalle proprietà radiative della parete, α, dal coefficiente di convezione h_e, e dalle caratteristiche in transitorio delle pareti.

Il calcolo del carico termico estivo in condizioni reali di un edificio non può essere riferito a condizioni stazionarie di progetto, come si fa nel caso del carico termico invernale (vedi nel prosieguo), ma a condizioni tipicamente in transitorio. Risultano variabili periodicamente l'irraggiamento solare, la trasmissione attraverso le superfici vetrate (anche per effetto della bassa inerzia dei vetri), i ricambi d'aria sia per infiltrazione che per ricambio fisiologico. La *differenza di temperatura equivalente* è quindi un artificio che consente ancora di utilizzare relazioni classiche (del tipo $KS\Delta T$) per il calcolo del calore trasmesso attraverso le pareti opache.

La variabilità della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare porta a modificare la differenza di temperatura di calcolo poiché essa deve tenere conto dell'inerzia delle pareti (e quindi dell'ambiente), dell'ora di calcolo, del giorno e del mese, dell'esposizione e della latitudine, del colore (e quindi del fattore di assorbimento). La relazione analitica per il calcolo di ΔT_e è piuttosto complessa ma nei manuali tecnici si hanno opportune tabelle che consentono di ottenerne rapidamente il valore da utilizzare nei calcoli. L'irraggiamento solare dipende dal luogo (ossia dalla latitudine), dal mese dal giorno e dall'ora nonché dall'esposizione (vedi quanto detto nel §5.6.1). Poiché è proprio l'irraggiamento solare che è la *forzante* del sistema edificio e quindi la causa principale del riscaldamento estivo, è opportuno considerare non un carico termico fittizio bensì un carico termico orario, giornaliero e stagionale.

Le differenze di temperature equivalenti sono tabulate in funzione dei seguenti parametri:

- Latitudine del sito,
- Esposizione delle pareti
- Ora del giorno considerato
- Colore
- Massa media della parete definita dalla relazione:

$$M_m = \frac{\sum_{j=1}^{d} m_{f,j} S_j + 0.5 \sum_{j=1}^{n-d} m_{f,j} S_j}{S_p} \qquad [264]$$

ove le sommatorie sono estese alle *d* superfici disperdenti esterne dell'ambiente in esame e alle (*n-d*) superfici non disperdenti dello stesso ambiente, S_p superficie del pavimento. Le $m_{f,j}$ sono le masse frontali definite dalla relazione:

$$m_f = \sum_{i=1}^{s} \rho_i s_i \qquad [265]$$

con ρ massa volumica (*kg/m³*) ed *s* spessore dell'i.esimo strato componente ciascuna parete in esame. Le tabelle fornite nei manuali specializzati (alcune sono riportate ne prosieguo per latitudine di 40 ° (circa equivalente a quella di Catania, Palermo e Siracusa) sono relative a condizioni standard definite dai seguenti valori della temperatura dell'aria esterna, dell'aria interna e dell'escursione giornaliera della temperatura esterna:

$$\mathbf{t_{ae}=34\ °C,\ t_{ai}=26\ °C,\ \Delta t_e=11\ °C}$$

Per valori diversi sono fornite opportune tabelle di correzione.

Differenze di temperatura equivalente per pareti verticali (ore:6-17).

Esposiz.	mf kg/m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	100	2,5	8,1	11,9	12,5	13,1	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	-0,8	-1,4	-1,4	2,5	13,1	11,9	10,8	8,1	5,3	5,8	6,4	6,9
	500	1,9	1,3	1,9	1,9	1,9	5,3	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3	5,8
	700	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	5,3	7,4	8,5	7,4	6,4
E	100	0,2	9,2	16,4	18,1	19,7	19,2	17,4	10,8	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	-0,8	-0,8	-0,3	11,3	16,4	16,9	16,9	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9
	500	2,5	2,5	3,0	4,2	7,4	10,8	13,1	136	13,1	10,8	9,7	8,5
	700	5,8	5,3	5,3	4,7	4,2	4,7	5,3	8,1	9,7	10,2	9,7	9,2
SE	100	5,3	3,0	6,9	10,2	14,1	14,7	15,2	14,1	13,1	10,2	8,5	8,1
	300	0,2	0,2	-0,3	6,9	10,8	13,1	15,2	14,1	13,6	11,3	9,7	8,1
	500	3,6	3,6	3,0	3,0	3,0	5,8	8,5	9,2	9,7	10,2	9,7	8,5
	700	4,7	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3,0	5,8	7,4	8,1	8,5	9,7
S	100	-0,8	-1,4	2,5	0,2	1,9	7,4	11,9	14,7	16,4	15,2	14,1	10,8
	300	-0,8	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	3,6	6,4	10,8	13,1	13,6	14,1	12,5
	500	1,9	1,9	0,8	0,8	0,8	1,3	1,9	4,1	6,4	8,1	8,5	9,7
	700	3,6	3,0	3,0	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	3,6	5,3	6,9
SW	100	-1,4	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,9	3,0	10,2	14,1	18,6	21,9	22,5
	300	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	4,2	6,4	13,1	17,5	19,2
	500	3,6	2,5	3,0	2,5	1,9	2,5	3,0	3,6	4,2	6,4	7,4	10,2
	700	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3,0	3,0	3,0	3,6	4,2	4,7
W	100	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3,0	7,4	10,8	17,5	21,9	24,7
	300	-0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,8	1,9	3,6	5,3	10,2	14,1	18,6
	500	3,6	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,6	4,2	5,3	6,4	9,2
	700	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	4,2	4,7	5,3	5,3	5,3	5,8
NW	100	-1,9	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3,0	5,3	6,4	10,2	13,1	18,1
	300	-1,4	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,3	0,8	3,0	4,2	5,3	6,4	11,3
	500	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	2,5	3,0	4,7
	700	4,2	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3	3,0	3,6
N	100	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	0,2	1,9	4,2	5,3	6,4	7,4	6,9
	300	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,9	-0,3	1,3	3,0	4,2	5,3	5,8
	500	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3	1,9	2,5
	700	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3

Tabella 88: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 6 e 17

Calcolo analitico della Differenza di Temperatura Equivalente

Come si è visto nei precedenti paragrafi, la *differenza di temperatura equivalente* dipende dalle condizioni di transitorio dell'ambiente. Nel Manuale ASHRAE Fundamentals 1997 è indicata una procedura di calcolo per quella che viene indicata TETD (*Total Equivalente Temperature Differential*) che possiamo ritenere equivalente alla nostra *differenza di temperatura equivalente*.

Prima di procedere nella definizione di questa grandezza è bene ricordare quanto riportato nel §5.11 (Caratteristiche dinamiche delle strutture). In questo paragrafo si prende in considerazione l'andamento in transitorio di una parete sia a semplice strato che a più strati. Viene utilizzato il metodo dei complessi per determinare la capacità equivalente e il fattore di ritardo. Quest'ultimo parametro è importante per il calcolo della TETD. Infatti questa è definita dalla seguente relazione:

$$TETD \equiv \Delta T_{eq} = \bar{T}_{as} - T_i + \lambda\left(T_{as_\delta} - \bar{T}_{as}\right) \qquad [266]$$

ove si ha il seguente simbolismo:

ΔT_{eq} Differenza di temperatura equivalente, °C

TETD Total equivalente temperature Differential, °C

$\bar{T}_{as}$ Temperatura aria sole media giornaliera, °C

Ti Temperatura interna dell'ambiente, °C;

λ Fattore di ritardo;

T_{as_δ} Temperatura aria sole d ore prima dell'ora considerata, °C

δ Tempo di ritardo della parete, ore.

Pertanto seguendo le procedure indicate nel §5.11 si calcolano sia il fattore di ritardo l che il tempo di ritardi d. Quindi applicando la [266] si calcola la *differenza di temperatura equivalente*.

Il procedimento è, come si può osservare, laborioso e complesso e pertanto risulta comodo l'utilizzo della tabelle dianzi indicate.

13.3.1 CALCOLO DEI DISPERDIMENTI ATTRAVERSO LE FINESTRE

Attraverso le finestre si hanno due modalità principali di scambio termico fra l'ambiente e l'esterno: Trasmissione attraverso i vetri e Radiazione solare.

Trasmissione termica attraverso i vetri

La relazione da utilizzare è ancora:

$$Q_{dv} = \sum\nolimits_{Pareti\ Vetrate} K_{vi} S_{vi} \left(T_e - T_i\right) \qquad [267]$$

ove la differenza di temperatura da considerare è quella reale funzione del sito, del giorno e dell'ora considerata. Ciò perché l'inerzia termica delle superfici vetrate è molto bassa e quindi le variazioni di temperatura esterna si trasmettono all'interno in breve tempo.

Per valutare la temperatura esterna si possono utilizzare relazioni di *detrending*[98] che partono dal valore della temperatura media giornaliera e dall'escursione termica per il sito considerato.

Si rimanda ai manuali specializzati per maggiori dettagli sull'argomento.

Radiazione solare

La radiazione solare è responsabile della maggior parte dell'energia trasmessa all'edificio. La relazione utilizzata è:

$$Q_{rs} = \sum_{Pareti\,Vetrate} S_{v,i} I_{v,i} f_{a,i} f_{s,i} \qquad [268]$$

---

[98] Il *detrending* consente di ottenere gli andamenti orari della temperatura (o dell'irraggiamento solare) partendo da dati statistici medi. Naturalmente si commettono errori con queste metodologie ma oggi si sono affinate le tecniche statistiche (vedi metodi *markoffiani*) e i risultati sono in buon accordo con i dati sperimentali.

con il simbolismo già indicato in precedenza.

Il fattore di accumulo $f_{a,i}$ (vedi subito dopo) è opportunamente tabulato in funzione della latitudine, dell'ora del giorno, della massa media dell'ambiente e dall'esposizione.

La radiazione solare da considerare è quella massima giornaliera per data esposizione.

Il fattore di accumulo tiene conto del processo di accumulo termico all'interno delle strutture dell'ambiente a cui la finestra si riferisce a partire dall'alba fino all'ora considerata e quindi viene automaticamente considerato anche il ritardo con cui la radiazione manifesta il suo effetto.

Pertanto, ad esempio, per superfici esposte ad Ovest, il massimo effetto della radiazione si ha verso le 14-15 del pomeriggio.

Differenze di temperatura equivalente per pareti verticali (ore: 18-5).

Esposiz.	mf kg/m²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8
	500	6,4	6,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,0	3,0	2,5	2,5
	700	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6	3,6
E	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	2,5	1,9	1,3	0,2	0,2	-0,3
	500	7,4	7,4	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,6	3,0
	700	8,5	7,4	6,4	6,9	7,4	7,4	7,4	6,9	6,9	6,4	6,4	6,4
SE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8
	500	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	4,2	3,6
	700	8,5	8,1	7,4	6,9	6,4	6,4	6,4	5,8	5,8	5,3	5,3	4,7
S	100	8,5	6,4	5,3	3,6	3,0	1,3	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,8
	300	10,8	8,1	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8
	500	9,7	8,1	7,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	3,6	3,0	3,0	2,5
	700	7,4	8,1	8,5	8,5	7,4	6,4	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6
SW	100	23,1	16,4	13,1	6,4	3,0	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8	-0,8
	300	19,7	19,2	18,6	10,8	5,3	3,6	3,0	2,5	1,9	1,9	1,3	1,3
	500	11,9	12,5	13,1	12,5	11,9	8,1	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6
	700	5,3	8,1	9,7	10,2	10,8	6,9	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
W	100	26,3	18,6	11,9	7,4	4,2	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8
	300	21,9	22,5	19,7	15,2	8,5	5,3	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8
	500	10,8	13,6	15,2	14,7	14,1	10,2	7,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2
	700	6,4	7,4	8,5	11,3	11,9	12,5	11,9	10,8	9,7	8,5	8,1	6,9
NW	100	21,9	20,3	18,6	9,7	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	16,4	16,9	17,5	11,3	6,4	4,2	3,0	1,9	1,3	0,2	-0,3	-0,8
	500	6,4	9,1	10,8	11,3	11,9	7,4	4,2	3,6	3,6	3,0	3,0	2,5
	700	4,2	4,7	5,3	7,4	9,7	10,2	10,8	8,5	6,9	5,8	5,3	4,7
N	100	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4
	300	6,4	6,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	0,[illegible]	-0,3	-0,8	-1,4
	500	2,5	2,5	4,2	3,6	3,0	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8	0,8	0,2
	700	1,9	2,5	3,0	3,6	4,2	3,6	3,0	1,9	1,3	0,8	0,8	0,2

Tabella 89: Differenza di Temperatura equivalente per pareti verticali fra le ore 18 e le 5

Differenze di temperatura equivalente per coperture (ore:6-17).

	mf kg/m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Al sole	50	-2,5	-3,6	-4,1	-3,1	-0,8	3,6	8,1	13,1	17,5	20,8	23,6	25,2
	100	-0,3	-0,8	-1,4	-0,8	0,8	4,7	8,5	12,5	16,4	19,7	22,5	23,6
	200	1,9	1,3	-0,8	1,3	3,0	5,3	8,5	12,5	15,2	18,1	20,8	21,9
	300	4,7	4,2	3,1	3,6	4,2	5,8	8,5	11,9	14,7	16,9	19,2	20,8
	400	6,9	6,4	5,8	5,8	6,4	6,9	8,5	11,9	14,1	15,2	17,5	19,2
In	100	-3,1	-3,1	-2,5	-1,4	-0,3	0,8	3,0	4,7	6,4	6,9	7,4	6,9
ombra	200	-3,1	-3,1	-2,4	-1,9	-1,4	-0,3	0,8	2,5	4,2	5,3	6,4	6,9
	300	-1,9	-1,9	-1,4	-1,4	-1,4	-0,8	-0,3	0,8	1,9	3,0	4,2	4,7
Con	100	-3,1	-1,4	-0,3	0,8	1,9	5,3	8,5	10,2	11,9	10,8	9,7	8,5
acqua	200	-1,9	-1,4	-0,8	-0,8	-0,3	-2,5	5,3	6,9	8,1	8,1	8,5	8,1
	300	-0,8	-1,4	-1,4	-1,4	-1,4	-0,8	-2,5	3,6	5,3	6,4	7,4	8,1

Differenze di temperatura equivalente per coperture (ore:18-5).

	mf kg/m²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Al sole	50	24,7	22,5	19,2	15,2	11,9	8,5	5,3	3,6	1,3	0,2	-0,8	-1,9
	100	23,6	21,9	19,2	16,4	13,6	10,8	8,1	6,4	4,2	3,0	1,9	0,8
	200	22,5	21,3	19,2	17,5	15,2	13,1	10,8	9,2	6,9	5,8	4,7	3,0
	300	21,3	20,8	19,7	18,6	16,9	15,2	13,6	11,9	9,7	8,5	6,9	5,8
	400	20,3	20,3	19,2	18,6	18,6	17,5	16,4	14,7	12,5	10,8	9,7	7,4
In	100	6,4	5,3	4,4	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1	-3,1
ombra	200	6,4	5,8	5,3	4,2	3,0	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-1,9	-2,5	-3,1
	300	5,3	5,3	5,3	4,7	4,2	3,0	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,4
Con	100	7,4	6,4	5,3	3,0	0,8	0,2	0,2	-0,8	-1,4	-1,9	-2,5	-3,1
acqua	200	8,1	7,4	6,4	5,3	3,6	2,5	1,3	0,2	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9
	300	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3	4,2	3,0	1,9	1,3	0,8	0,2	-0,3

Tabella 90: Differenza di Temperatura equivalente per pareti le coperture

13.3.2 CARICHI TERMICI INTERNI

Per i carichi termici interni si procede con le relazioni usuali:

$$Q_{CI} = \sum\nolimits_{N_{persone}} M_i + \sum_{j=1}^{N_{lampade}} P_{L_j} f_{b,j} f_{uj} + \sum\nolimits_{NMotori} P_{M_i} f_{u,i} \qquad [269]$$

ove vale il simbolismo:

- M_i metabolismo degli occupanti (*Met=116 W/m²*);
- P_{lj} potenza elettrica della j.esima lampada, (*W*);
- P_{Mi} potenza elettrica di eventuali motori elettrici, (*W*);
- f_{bj} fattore di accumulo termico per le radiazioni emesse dalle lampade;
- f_{ul} fattore di utilizzazione per la j.esima lampada;
- f_{um} fattore di utilizzazione dell'i.esimo motore elettrico.

Il fattore di accumulo termico per le radiazioni emesse dalle lampade, con un meccanismo simile alle radiazioni solari, è dato in opportune tabelle nei manuali specializzati.

Radiazione solare massima attraverso il vetro semplice [W/m²].

		Esposizione								
Lat.Nord	**Mese**	**N**	**NE**	**E**	**SE**	**S**	**SW**	**W**	**NO**	**Orizz.**
0°	Giu	185,5	490,7	461,7	131,1	44,1	131,1	461,7	490,7	709,9
	Lug,Mag	150,8	480,2	477,9	163,6	44,1	163,6	477,9	480,2	732,0
	Ago,Apr	77,7	443,1	512,7	248,2	44,1	248,2	512,7	443,1	770,2
	Set,Mar	31,3	371,2	524,3	371,2	44,1	371,2	524,3	371,2	786,4
	Ott,Feb	31,3	248,2	512,7	443,1	106,7	443,1	512,7	248,2	770,2
	Nov,Gen	31,3	163,6	477,9	480,2	210,0	480,2	477,9	163,6	732,0
	Dic	31,3	131,1	461,7	490,7	257,5	490,7	461,7	131,1	709,9
10°	Giu	125,3	480,2	487,2	172,8	44,1	172,8	487,2	480,2	764,4
	Lug,Mag	94,0	465,2	496,5	207,6	44,1	207,6	496,5	465,2	776,0
	Ago,Apr	40,6	408,3	512,7	294,6	44,1	294,6	512,7	408,3	786,5
	Set,Mar	31,3	323,6	515,0	399,0	87,0	399,0	515,0	323,6	776,0
	Ott,Feb	31,3	207,6	487,2	468,6	229,7	468,6	487,2	207,6	722,7
	Nov,Gen	27,8	116,0	448,9	505,8	332,9	505,8	448,9	116,0	660,0
	Dic	27,8	87,0	430,4	512,7	375,8	512,7	430,4	87,0	634,5
20°	Giu	81,2	483,7	502,3	229,7	44,1	229,7	502,3	483,7	786,5
	Lug,Mag	59,2	433,8	512,7	266,8	44,1	266,8	512,7	433,8	788,8
	Ago,Apr	33,6	371,2	518,5	355,0	81,2	355,0	518,5	371,2	776,0
	Set,Mar	31,3	272,6	512,7	439,6	204,2	439,6	512,7	272,6	732,0
	Ott,Feb	27,8	163,6	461,7	502,2	349,2	502,2	461,7	163,6	654,2
	Nov,Gen	24,4	81,2	402,5	515,0	443,1	515,0	402,5	81,2	566,1
	Dic	24,4	55,7	380,5	524,3	468,6	524,3	380,5	55,7	534,8
30°	Giu	62,6	437,3	505,8	283,0	66,1	283,0	505,8	437,3	786,5
	Lug,Mag	49,9	411,8	515,0	314,4	94,0	314,4	515,0	411,8	773,7
	Ago,Apr	33,6	338,7	518,5	404,8	197,2	404,8	518,5	338,7	738,9
	Set,Mar	27,8	283,0	496,5	477,9	329,4	477,9	496,5	283,0	665,8
	Ott,Feb	24,4	121,8	424,6	512,7	455,9	512,7	424,6	121,8	562,6
	Nov,Gen	22,0	49,9	364,2	509,2	500,0	509,2	364,2	49,9	455,9
	Dic	18,6	37,1	329,4	509,2	512,7	509,2	329,4	37,1	411,8
40°	Giu	53,4	417,6	509,2	349,2	169,4	349,2	509,2	417,6	744,7
	Lug,Mag	46,4	399,0	515,0	393,2	216,9	393,2	515,0	399,0	732,0
	Ago,Apr	33,6	320,1	509,2	458,2	320,2	458,2	509,2	320,1	672,8
	Set,Mar	27,8	182,1	468,6	509,2	439,6	509,2	468,6	182,1	575,4
	Ott,Feb	22,0	109,0	382,8	512,7	509,2	512,7	382,8	109,0	404,8
	Nov,Gen	15,1	37,1	314,4	490,7	522,0	490,7	314,4	37,1	323,6
	Dic	15,1	31,3	270,3	465,2	518,5	465,2	270,3	31,3	266,8
45°	Giu	51,0	404,8	510,4	386,3	230,8	386,3	510,4	404,8	719,2
	Lug,Mag	45,2	382,8	513,9	421,1	274,2	421,1	513,9	382,8	697,2
	Ago,Apr	33,6	307,4	502,3	476,8	377,0	476,8	502,3	307,4	627,6
	Set,Mar	26,7	170,5	451,2	509,2	467,5	509,2	451,2	170,5	519,7
	Ott,Feb	18,6	99,8	356,1	503,4	516,2	503,4	356,1	99,8	349,2
	Nov,Gen	13,9	30,2	257,5	444,3	501,1	444,3	257,5	30,2	244,8
	Dic	12,8	26,7	179,8	404,8	480,2	404,8	179,8	26,7	196,0
50°	Giu.	49,9	395,6	515,0	424,6	292,3	424,6	515,0	395,6	691,4
	Lug,Mag	44,1	367,7	512,7	448,9	332,9	448,9	512,7	367,7	663,5
	Ago,Apr	33,6	294,6	496,5	493,0	433,8	493,0	496,5	294,6	581,2
	Set,Mar	24,4	182,1	433,8	512,7	496,5	512,7	433,8	182,1	465,2
	Ott,Feb	15,1	90,5	329,4	493,0	524,3	493,0	329,4	90,5	294,6
	Nov,Gen	16,0	27,8	200,7	399,0	480,2	399,0	200,7	27,8	165,9
	Dic	9,3	22,0	147,3	364,2	443,1	364,2	147,3	22,0	125,3

Tabella 91: Irraggiamenti massimi per alcune latitudini nord

13.3.3 CARICO SENSIBILE PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI

Per effetto dei ricambi d'aria per ventilazione e per infiltrazioni si ha un carico sensibile:

$$Q_{SV} = \sum_{Ventilazione\ Ambienti} n_i V_i \rho c_{pa} \left(T_e - T_i\right) + \sum_{Fessure} f_j L_j \rho c_p \left(T_e - T_i\right) \qquad [270]$$

Il numero di ricambi orari è dato in opportune tabelle (vedi Tabella 71) in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dell'attività degli occupanti.

I fattori f_j di infiltrazione sono tabulati in funzione del tipo di infiltrazione (perimetrale attraverso gli infissi o mediante fessure appositamente create per la ventilazione). L_j è la lunghezza del perimetro di infiltrazione o il valore dell'area dell'apertura. Il valore della temperatura esterna da considerare è quello reale esterno e vale quanto detto per la trasmissione attraverso le finestre.

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri non schermati o con schermi esterni (ore:6-17).

Esposiz.	M_m kg/m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	730	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19
	490	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17
	150	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12
E	730	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22
	490	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20
	150	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12
SE	730	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29
	490	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27
	150	0,0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18
S	730	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42
	490	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45
	150	0,0	0,0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42
SW	730	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46
	490	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68
W	730	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42
	490	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76
NW	730	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34
	490	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40
	150	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65
N	730	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74
	490	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80
	150	0,0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,71	0,73	0,95	0,97	0,98	0,98

Tabella 92: Fattori di accumulo per radiazione solare – Ore 6 – 17

13.3.4 CALORE LATENTE

La relazione da utilizzare è la seguente:

$$Q_L = \sum_{Sorgenti\ Interne} Q_{l,i} + \sum_{Ambienti} n_i V_i \rho \left(x_e - x_i \right) r$$

con il simbolismo già visto in precedenza. Per il calcolo del carico latente occorre tenere conto anche della variabilità giornaliera dell'umidità specifica esterna, supponendo costante quella interna per effetto del condizionamento ambientale. In mancanza di dati certi si può ritenere costante tale valore e pari a quello più sfavorevole.

Si osservi, infine, che le condizioni peggiori si hanno per umidità esterna maggiore del 50% (valore di progetto standard per l'umidità relativa interna) poiché l'abbattimento dell'umidità assoluta esterna in eccesso rispetto a quella interna richiede una deumidificazione operata nel condizionatore e quindi un costo energetico maggiore. In pratica è come se avessimo un carico totale accresciuto di una quantità pari al calore latente necessario per condensare l'umidità assoluta in eccesso.

13.3.5 CARICO TERMICO TOTALE DELL'EDIFICIO

Per ottenere il carico termico totale dell'intero edificio occorre effettuare il calcolo del carico termico di tutti gli ambienti e sommarli. Poiché l'effetto dell'irraggiamento varia con l'esposizione degli ambienti, può accadere che le condizioni massime di carico totale globale siano fortemente dipendenti dalla posizione dell'edificio e dalle esposizioni principali delle pareti e delle superfici finestrate.

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri non schermati o con schermi esterni (ore:18-5).

Esposiz.	M_m kg/m²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	730	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
	490	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
	150	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0
E	730	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	490	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04
	150	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,01
SE	730	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	490	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06
	150	0,14	0,9	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0
S	730	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12
	490	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08
	150	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0
SW	730	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12
	490	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09
	150	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01
W	730	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
	490	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09
	150	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
NW	730	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10
	490	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08
	150	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
N	730	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17
	490	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13
	150	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01

Tabella 93: Fattori di Accumulo per radiazione solare – Ore 18 –5

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri schermati o con tapparelle (ore:6-17).

Esposiz.	M_m kg/m²	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	730	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14
	490	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11
E	730	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15
	490	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14
	150	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09
SE	730	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19
	490	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18
	150	0,0	0,3	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13
S	730	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24
	490	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26
	150	0,1	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16
SW	730	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47
	490	0,07	0,08	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60
W	730	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65
	490	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85
NW	730	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61
	490	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80
N	730	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87
	490	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90
	150	0,0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99

Tabella 94: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 6 -17

Succede, infatti, che le zone esposte ad est presentano un carico termico maggiore nel mattino mentre quelle esposte ad ovest presentano un carico termico maggiore nelle ore pomeridiane. A seconda del peso totale delle esposizioni dei vari ambienti il carico massimo si può avere nel mattino o nel pomeriggio se prevalgono, rispettivamente, gli orientamenti ad est o ad ovest.

Al fine di predisporre la regolazione degli impianti di condizionamento, necessaria per ridurre i consumi energetici, occorre prevedere come varia il carico totale anche nei mesi estivi.

Di solito si effettuano più calcoli per i giorni 21 dei mesi di giugno, luglio, agosto e settembre in modo da ottenere un andamento medio stagionale il più possibile reale.

Per edifici di particolare destinazione d'uso (ad esempio ospedali) il condizionamento è attivo durante tutto l'anno e pertanto può anche accadere che durante le stagioni intermedie (autunno e primavera) si abbiano periodi di assoluta mancanza della necessità di condizionare o che il carico termico sia molto ridotto (meno del 20% di quello massimo di progetto).

In queste condizioni occorre prevedere una regolazione elettronica molto efficiente e delle macchine frigorifere capaci di variare fortemente il loro carico termico.

Un modo per ottenere carichi variabili fra il 10% e il 110% con continuità è quello di utilizzare frigoriferi con compressore a vite. Gli altri tipi di compressore si parzializzano solo a gradini (tipicamente con passo 25%).

Fattori di accumulo per radiazione solare
vetri schermati o con tapparelle (ore:18-5).

Esposiz.	M_m kg/m²	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	730	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	490	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
	150	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
E	730	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04
	490	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02
	150	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
SE	730	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
	490	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03
	150	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
S	730	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07
	490	0,22	0,19	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0	0,0	0,0
SW	730	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
	490	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,0	0,0
W	730	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,8	0,07
	490	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05
	150	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,0
NW	730	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06
	490	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	150	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,0
N	730	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10
	490	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
	150	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01

Tabella 95: Fattori di Accumulo per vetri schermati – Ore 18 -5

13.4 METODI DI CALCOLO DEI CARICHI TERMICI DI RAFFREDDAMENTO

Il calcolo dei carichi termici di raffreddamento estivo di un edificio è un procedimento piuttosto complesso che richiede il bilancio, istante per istante, del calore scambiato con l'ambiente esterno attraverso le superfici che inviluppano gli ambienti per conduzione, convezione e per irraggiamento e il calore scambiato per convezione con l'aria ambiente interna.

Il problema si complica se si osserva che l'evoluzione termica di ciascun ambiente è *sempre transitoria* e che raramente possiamo ritenere costanti le condizioni sia esterne che interne.

Pertanto il calcolo *esatto* in regime transitorio porterebbe ad equazioni di bilancio del tipo già visto a proposito della *Termofisica* dell'edificio nelle quali la presenza dell'accumulo termico rende problematica la risoluzione del sistema di equazioni di bilancio. D'altra parte in estate l'irraggiamento solare rappresenta la *forzante* principale del sistema[99] e in questa stagione esso presenta un andamento poco disturbato dalla presenza di nuvole e quindi meno stocastico rispetto alle condizioni invernali. Inoltre l'irraggiamento solare varia continuamente dall'alba al tramonto e quindi difficilmente si può ipotizzare costante. Lo scambio termico è dunque sempre in regime transitorio e pertanto le usuali

[99] Si intende indicare con *sistema* l'edifico o l'ambiente al quale si applica il bilancio energetico.

equazioni utilizzate per il calcolo del flusso termico basate sull'uso della ***trasmittanza termica*** non sono più valide in quanto la trasmittanza è definita in regime stazionario.

Fattori di accumulo per illuminazione
I incandescenza, F fluorescenti, A incassate, B esposte
impianto di climatizzazione in funzionamento continuo (24 ore).

		Numero di ore dal momento dell'accensione											
Lampade	**M_m kg/m²**	**0**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**
F B	730	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,29
•	490	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,30
	150	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26
F A	730	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,39
oppure	490	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,40
I B	150	0,25	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35
I F	730	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59
con	490	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77	0,79	0,60
estraz.	150	0,00	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52
Lampade	**M_m kg/m²**	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**
F B	730	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
	490	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
	150	0,17	0,12	0,08	0,05	0,40	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00
F A	730	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11
oppure	490	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
I B	150	0,26	0,16	0,11	0,07	0,50	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00
I o F	730	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,16
con	490	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
estraz.	150	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00

Tabella 96: Fattori di Accumulo per vari tipi di illuminazione

Questa continua variabilità delle condizioni termiche di scambio porta ad effetti di accumulo[100] che si riflettono sia nel comportamento delle pareti che nell'evoluzione della temperatura interna degli ambienti. E' importante comprendere coma sia proprio la ***temperatura interna*** degli ambienti che costituisce la variabile fondamentale di controllo poiché è lo scambio con l'aria ambiente a definire il carico termico istantaneo.

Se consideriamo la radiazione solare che penetra all'interno di un ambiente attraverso le superfici vetrate questa può essere anche parecchio elevata (in funzione del giorno dell'anno, dell'esposizione, dell'ora e dell'ampiezza della superficie vetrata) ma quest'energia che penetra all'interno di un ambiente non costituisce subito un *carico termico* poiché l'aria ha un fattore di assorbimento molto piccolo e quindi non si riscalda in modo sensibile. Sono i corpi solidi presenti nell'ambiente che assorbono la radiazione solare, la trasformano in energia interna e quindi variano in modo conseguente la loro temperatura. A questo punto si attivano le modalità di scambio convettivo con l'aria interna. Se le pareti e gli oggetti sono a temperatura maggiore dell'aria interna si ha un riscaldamento di quest'ultima.

[100] Si ricordi che il transitorio termico è sempre caratterizzato in modo biunivoco dall'*accumulo*. Condizioni stazionarie hanno sempre accumulo nullo e quindi lo studio in questo regime è sempre più semplice di quello in regime transitorio.

E' in questo modo che l'energia solare diventa *carico termico* per gli ambienti e da questo momento diventa un problema impiantistico.

Poiché il processo di trasformazione sopra indicato richiede un tempo non trascurabile[101] la radiazione solare che entra in un certo istante all'interno degli edifici diviene carico termico dopo questo transitorio. La radiazione solare, quindi, non può essere trascurata[102] in estate e questo porta anche alla necessità di valutare gli *effetti di transitorio* appena esposti.

In estate la temperatura esterna varia in modo periodico fra il valore minimo al valore massimo e non si può considerarla costante (pari al valore minimo convenzionale) come si fa per il calcolo invernale perché le condizioni sono tipicamente transitorie e non si può neppure ipotizzare una temperatura fittizia pari a quella più gravosa e cioè a quella massima perché quest'ipotesi porterebbe a sovradimensionare in modo pesante, antieconomica ed inaccettabile gli impianti di climatizzazione.

Le condizioni di carico interno sono in estate sfavorevoli rispetto all'inverno poiché esse non riducono il carico ma lo incrementano. Pertanto anche gli apporti interni (persone, macchine, illuminazione, ….) sono da considerare esplicitamente nei calcoli e con un *profilo d'uso*[103] che può variare di ora in ora. Da quanto sopra osservato si conclude che il calcolo del carico termico a regime stazionario per il condizionamento estivo non è congruente con le reali condizioni di variabilità delle condizioni climatologiche sia esterne che interne all'edificio oltre che per la variabilità dei carichi interni.

Un metodo di calcolo che voglia definirsi *esatto* deve tenere conto di quanto sopra esposto e in effetti i calcoli più sofisticati e precisi partono sempre dall'ipotesi di ***regime transitorio***. In qualche caso si è formulato anche un particolare metodo semplificato di calcolo, detto metodo *Carrier,* che ipotizza condizioni stazionarie (e quindi utilizzando le relazioni di calcolo usuali) ma apportando alcune correzioni che tengono conto delle condizioni transitorie prima descritte mediante i *fattori di accumulo* (questo metodo è stato già esposto in dettaglio in precedenza). I metodi *esatti* oggi utilizzati fanno uso di metafore di calcolo tipiche dell'ingegneria dei sistemi: essi sono:

- Metodo alle equazioni di stato (*SEM*, *State Equation Method*);
- Metodo delle Funzioni di Trasferimento (*TFM,Transfer Function Method*);
- Metodo delle differenze di temperature (*CLTD, Cooling Load Temperature Difference*);
- Metodo del differenziale totale equivalente di temperatura (*TETD/TA, Total Equivalent Temperature Differential values and a system of Time-Averaging*);
- Metodo delle Ammettenze (*Admittance Method*);
- Metodo delle Impedenze (*Impedence Method*).

Ciascun metodo utilizza un insieme abbastanza numeroso di variabili che variano ciclicamente durante le 24 ore del giorno in modo spesso non sincrono[104] e pertanto occorre valutare ciascun contributo al fine di stabilire il *carico termico massimo* per l'edificio.

Va comunque tenuto presente che nessun metodo produrrà mai risultati effettivamente *esatti* poiché non si potranno mai tenere in debito conto le variabilità dei parametri di calcolo quali, ad esempio, dei coefficienti di trasmissione dei materiali utilizzati (per effetto della porosità, dell'umidità o dello stato di conservazione) sia semplici che compositi, delle tipologie costruttive e del modo stesso con cui un edificio è realizzato, delle motivazioni e il modo reale di utilizzo dell'edificio da parte degli occupanti, ….

---

[101] Questo tempo transitorio dipende dalle capacità termiche e dalle capacità di scambio termico fra materiali interni e l'aria. Di solito lo sfasamento temporale fra l'arrivo della radiazione solare e il riscaldamento dell'aria varia da 1 a 2 ore per edifici cotsruiti con tecniche moderne. Si possono avere sfasamenti ancora più elevati per edifici di grande massa e cioè per gli edifici antichi.

[102] Nel calcolo invernale si trascurano gli apporti solari *gratuiti* per avere le condizioni peggiori di progetto mentre in estate la radiazione solare non aiuta anzi è proprio questa a costituire la maggior fonte di riscaldamento ambientale e quindi di carico termico.

[103] Si pensi all'occupazione in uffici, nelle scuole, nelle abitazioni private. L'occupazione quindi varia continuamente così come anche l'illuminazione e le apparecchiature utilizzate dalle persone (computers, elettrodomestici,…).

[104] Si osservi, ad esempio, nella Figura 258 lo sfasamento fra l'irraggiamento e la temperatura dell'aria esterna.

Ogni calcolo, quantunque accurato, è da ritenere sempre indicativo dell'andamento reale del carico termico dell'edificio e questa considerazione deve essere sempre tenuta in grande considerazione dal progettista degli impianti tecnologici.

In sede di progetto occorre tenere presente che il flusso termico relativo al *carico termico* degli edifici si compone di quattro componenti:

1. ***Guadagno Termico Spaziale*** (*Space Heat Gain*): è l'intensità di flusso entrante o generato dentro lo spazio-edificio in un determinato istante. Questo flusso può essere classificato in funzione del modo in cui penetra nello spazio da condizionare e dalla qualità (*latente o sensibile*);
   - *Modo di entrata del guadagno termico*: si possono avere i seguenti modi:
     1. per *radiazione solare* attraverso elementi trasparenti;
     2. per *conduzione* attraverso le pareti esterne dell'edificio;
     3. per *conduzione* attraverso parti diverse dell'edificio, dei soffitti e dei pavimenti;
     4. per *generazione interna* da parte degli occupanti, per illuminazione e apparecchiature;
     5. per *ventilazione* e/o *infiltrazione* di aria esterna;
     6. per *guadagni termici* misti.
   - *Qualità del flusso termico*. Per questa classificazione valgono le seguenti considerazioni:
     - *Calore Sensibile:* Si tratta di calore fornito all'aria attraverso i meccanismi di conduzione, convezione e irraggiamento e che è responsabile della variazione della sua temperatura;
     - *Calore Latente*: è il calore fornito mediante l'umidità specifica dell'aria attraverso i meccanismi di scambio evaporativo degli occupanti e delle macchine e per interscambio con l'aria esterna di ventilazione e/o infiltrazione. Il calore latente non fa variare la temperatura ma solo l'umidità specifica x dell'aria ambiente.
   - Si osservi che quest'ultima differenziazione fra calore sensibile e latente è importante nella selezione delle apparecchiature per il condizionamento ambientale. Ogni apparecchiatura, infatti, può avere un valore massimo sia del calore sensibile e del calore latente che può fornire (con proprio segno) e ciascun costruttore indica questi valori massimi come caratteristici (*valori di targa*) di ciascuna apparecchiatura.
2. ***Carico di raffreddamento spaziale*** (*Space Cooling Load*): è l'intensità di estrazione del calore dall'ambiente per avere una temperatura interna costante. Si osservi che *la somma di tutti i guadagni termici per ogni istante non sempre (*o anche abbastanza spesso) *eguaglia il carico di raffreddamento spaziale allo stesso istante*.
   - Un altro concetto importante è quello di ***guadagno di calore radiativo*** (R*adiant Heat Gain*) cioè del calore guadagnato (in senso algebrico) dall'ambiente per solo scambio radiativo. Questo flusso, per quanto detto in precedenza sui meccanismi di scambio radiativo, non è immediatamente convertito in *carico di raffreddamento* ma solo dopo un certo intervallo di tempo (ritardo). Questo ritardo è determinato dalla capacità termica totale delle pareti e degli oggetti presenti all'interno degli ambienti e quindi l'accumulo termico è importante per differenziare in ciascun istante il carico termico istantaneo (*heat* gain) con il carico termico di raffreddamento (*cooling load*).
3. ***Intensità di raffreddamento spaziale*** (*Space Heat Extraction Rate*): Se la temperatura dell'aria interna è costante l'intensità del flusso di raffreddamento deve eguagliare quella di riscaldamento dell'ambiente. In realtà l'ipotesi di *temperatura costante* è fittizia poiché il sistema di controllo consente di avere una certa oscillazione per effetto della regolazione adottata. Ne segue che l'eguaglianza sopra indicata non si ha più, anche se per intervalli ridotti di tempo ed è allora opportuno conoscere l'*intensità di raffreddamento spaziale* reale in condizioni variabili.
4. ***Carico di raffreddamento della batteria*** (*Cooloing Coil Load*): Il raffreddamento ambientale è effettuato tramite una batteria alettata che fornisce, nell'ipotesi di temperatura interna costante, un carico di estrazione pari al carico termico dell'ambiente. In realtà a questo bilancio occorre aggiungere anche i guadagni energetici (per non perfetto isolamento termico) provenienti dal sistema di distribuzione e dall'aria esterna (calore sensibile e latente) introdotta attraverso il sistema di raffreddamento.

13.5 DESCRIZIONE DEI METODI ESATTI

Dei metodi *esatti* elencati in precedenza si esamineranno solo il TFM e quello delle ammettenze. Il metodo delle equazioni di stato è stato presentato nel capitolo riguardante la Termofisica degli edifici e valgono le stesse considerazioni che sono state fatte per le condizioni invernali. Con il metodo DPM si è anche visto l'equazione del carico termico a temperatura costante che chiarisce alcuni concetti sopra esposti.

13.6 GENERALITA' SUL METODO TFM

Il metodo *TFM* è stato proposto dall'*ASHRAE* nel suo *Fundamentals Handbook* del 1993 e si basa sugli studi iniziati da *Mitalas* nel 1968. Prima di entrare nel dettaglio del metodo è opportuno definire alcuni concetti già incontrati nella *Teoria dei Sistemi* ma che vengono ripresi in chiave termotecnica per l'applicazione del TFM.

Alla base della formulazione del metodo *TFM* (come di qualunque altro metodo) c'è la necessità di descrivere il *sistema edificio* con un *modello* fisico-matematico che leghi insieme le variabili di controllo del sistema stesso. Queste variabili possono essere classificate secondo la Tabella 97:

VARIABILI	DIPENDENTI	INDIPENDENTI
ESTERNE	VARIABILI DI USCITA	VARIABILI DI INGRESSO
INTERNE	VARIABILI DI STATO	PARAMETRI

Tabella 97: Classificazione delle variabili di un sistema

Le *variabili esterne* esprimono le connessioni esistenti fra il sistema e il *mondo esterno* mentre le *variabili interne* mettono in relazione le variabili di ingresso e di uscita e si dividono in *parametri* (cioè *variabili indipendenti dal sistema*) e *variabili di stato* (cioè che caratterizzano il contenuto energetico del sistema). Le variabili di stato sono fondamentali per descrivere il comportamento dinamico dei sistemi, cioè dell'evoluzione del sistema funzione dei parametri esterni che della sua storia.

Possiamo descrivere un sistema con due tipologie di equazioni:

- *Equazioni di stato*: descrivono l'evoluzione delle variabili di stato a partire da una condizione iniziale (nota) e in funzione delle variabili indipendenti;
- *Equazioni di trasformazione di uscita:* esprimono il legame istantaneo fra le variabili di uscita e le altre variabili del sistema.

Di solito un sistema si dice *invariante nel tempo* se i suoi parametri (*variabili interne indipendenti*) sono indipendenti dal tempo. In pratica possiamo descrivere il comportamento dinamico di un sistema mediante la suddivisione in una parte *non dinamica* (relazioni ingresso-uscita) ed un *operatore temporale* detto *integratore*, (vedi Figura 260). Spesso si considerano sistemi semplificati detti *lineari* che sono rappresentati da equazioni lineari dei tipi sopra indicati. Questi sistemi rappresentano la stragrande maggioranza dei sistemi studiati e godono della proprietà di potere sovrapporre gli effetti delle variabili di ingresso e delle condizioni iniziali.

Si tratta, quasi sempre, di sistemi semplificati e cioè che in origine si presentano come *non lineari* ma che, con opportuni passaggi, si possono semplificare *linearizzandoli*. Ai sistemi lineari che siano anche *invarianti* nel tempo si possono applicare le trasformate di Fourier e di Laplace (già note dalla *Teoria dei Sistemi*). Per un sistema è importante definire la *Funzione di Trasferimento* come il rapporto tra una o più variabili di uscita e una o più variabili di ingresso.

Nel caso in cui i transitori che si intendono studiare siano stabilizzati le variabili di ingresso e di uscita possono scriversi, in forma complessa, nella forma:

$$y = R_u e^{j\varphi_u}$$

e

$$x = R_e e^{j\varphi_e}$$

Ove y è la variabile di uscita e x è la variabile di ingresso, R il modulo e φ l'argomento (o la fase) ed i pedici u e e si riferiscono a grandezze di uscita e di entrata.

La *Funzione di Trasferimento* del sistema è data dalla relazione:

$$F(s) = \frac{y}{x}\frac{R_u}{R_e}e^{j(\varphi_u - \varphi_e)}$$

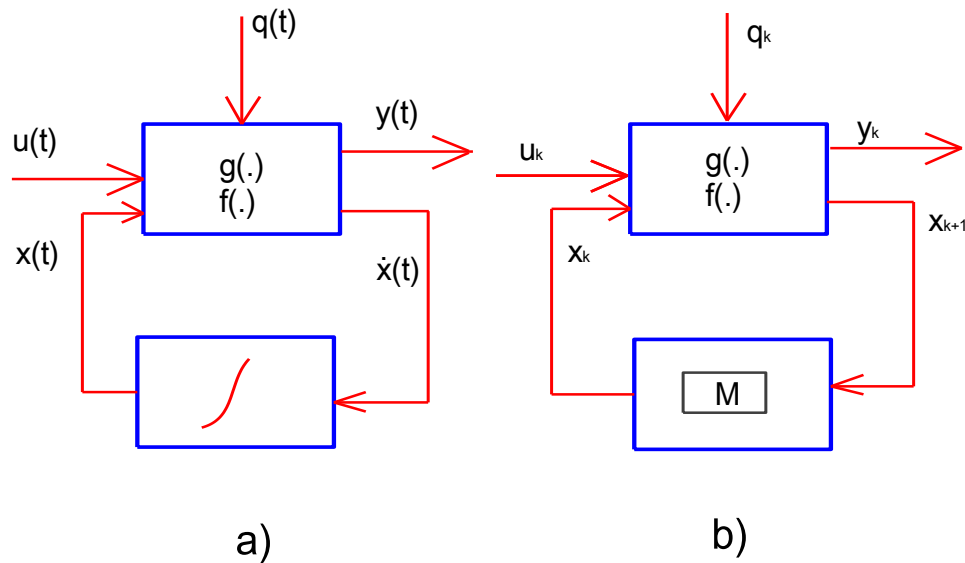



Figura 260: Rappresentazione dei sistemi dinamici continui e discreti

La funzione *F(s)* fornisce con il suo modulo il rapporto delle ampiezze dei termini corrispondenti alle variabili di uscita e di entrata e con il suo argomento la differenza delle loro fasi.

La *trasformazione di Laplace* dal dominio del tempo *t* a quello della variabile complessa *s* è data dalla relazione:

$$F(s) = L\left[f(t) \right] = \int_0 f(t) e^{-st} dt$$

ove *s* rappresenta un numero complesso. Nei manuali specializzati si hanno numerose tabelle che forniscono sia le trasformate dirette che quelle inverse per numerose funzioni. Si rimanda al corso di *Teoria dei Sistemi* lo studio e l'applicazione del metodo delle *Trasformate di Laplace.*

Il vantaggio dell'uso delle *trasformate di Laplace* consiste nel fatto di potere trasformare equazioni differenziali in equazioni algebriche (nel dominio di *s*) che possono essere manipolate con maggior semplicità delle prime.

Dal risultato finale si ritorna poi nel dominio del tempo mediante le *trasformate inverse di Laplace* ottenendo così la soluzione nel dominio del tempo.

Questo metodo risulta vantaggioso se la funzione di ingresso ha andamento di tipo impulsivo, a gradino, a rampa o sinusoidale.

E' proprio quest'ultima forma che riveste interesse notevole nel nostro studio. Si può, infatti, sempre scomporre una qualunque funzione periodica esterna in una somma di funzioni sinusoidali e cosinusoidali (sviluppo in serie di *Fourier*) e quindi per ciascuna componente applicare il metodo della trasformata di Laplace.

Naturalmente negli sviluppi di funzioni reali non occorre considerare numeri elevati di armoniche: di solito tre o quattro armoniche sono sufficienti e quindi il metodo risulta poco oneroso da applicare.

13.7 RIFERIMENTI TEORICI SUL METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO

13.7.1 IL BILANCIO TERMICO PER UN AMBIENTE

Il rigore calcolistico nel calcolo del carico termico porta sempre a risolvere equazioni di bilancio termico valutando i contributi di scambio del sistema considerato per conduzione, convezione e irraggiamento mediante le leggi fondamentali della *Trasmissione del Calore*.

Le masse e le superfici sono chiamate *nodi* (per analogia elettrica) e per ciascun nodo si esprime il solito bilancio:

$$Q_e - Q_u = Q_a \qquad [271]$$

ove si ha:

- Q_e calore entrante, W;
- Q_u calore uscente, W;
- Q_a calore accumulato, W.

Equazioni di questo tipo ne sono state scritte molte nel capitolo relativo alla *Termofisica* degli edifici. La soluzione generale del problema è data dalla soluzione (ora per ora o anche per intervalli di tempo inferiori se necessario) del sistema di equazioni differenziali che si possono scrivere per tutti gli ambienti che compongono l'edificio.

Per un ambiente di forma parallelepipeda si hanno sei equazioni di bilancio energetico del tipo:

$$q_{i,\theta} = \left[h_{c,i}\left(t_{a,\theta} - t_{i,\theta}\right) + \sum_{j=1 \neq i}^{m} g_{i,j}\left(t_{j,\theta} - t_{i,\theta}\right) \right] A_i + IS_{i,\theta} + IL_{i,\theta} + IE_{i,\theta} \qquad [272]$$

per *i* generica superficie dell'ambiente considerato e con il simbolismo:

- m numero totale delle superfici dell'ambiente;
- $q_{i,\theta}$ apporto di calore al lato interno della superficie al tempo θ;
- A_i area della superficie *i.ma*;
- h_{ci} coefficiente di convezione del lato interno della superficie *i.ma*;
- g_{ij} fattore di forma fra la superficie interna *i.ma* e la superficie interna *j.ma*;
- $t_{a,\theta}$ temperatura media della superficie interna *i.ma* al tempo θ;
- $IS_{i,\theta}$ Irraggiamento Solare attraverso le superfici trasparenti che viene assorbito dalla superficie *i.ma* al tempo θ;
- $IL_{i,\theta}$ Irraggiamento dovuto alle luci che viene assorbito dalla superficie *i.ma* al tempo θ;
- $IE_{i,\theta}$ irraggiamento emesso dalle persone e dalle apparecchiature che viene assorbito dalla superficie *i.ma* al tempo θ.

13.7.2 TRASMISSIONE PER CONDUZIONE

Poiché gli scambi di energia che avvengono all'interno di un ambiente influiscono sulle condizioni delle superfici interne delle pareti e che queste influenzano i fenomeni di conduzione all'interno delle loro masse allora è necessario risolvere contemporaneamente le equazioni della conduzione delle pareti alle equazioni del tipo [272].

Alle sei equazioni di bilancio sopra descritte si aggiungono, quindi, altre sei equazioni per la conduzione dette *funzioni di trasferimento della conduzione* e che hanno in genere la forma generale:

$$q_{in,\theta} = \sum_{m=1}^{M} y_{k,m} t_{o,\theta-m+1} - \sum_{m=1}^{M} z_{k,m} t_{in,\theta-m+1} + \sum_{m=1}^{M} F_m q_{in,\theta-m} \qquad [273]$$

ove si ha il simbolismo:

- in pedice per indicare superficie interna;
- K ordine delle funzioni di trasferimento per conduzione (CTF);
- m indice della variabile tempo;
- M numero dei valori di CTF diverso da zero;

- o pedice per superficie esterna;
- t temperatura;
- θ tempo;
- x valore esterno del CTF;
- y valore medio del *CTF*
- Z valore interno del CTF
- F_m coefficiente del flusso temporale del flusso termico.

Alle due serie di equazioni (di bilancio e della conduzione) occorre aggiungere anche l'equazione di bilancio dell'aria interna che si scrive nella forma:

$$q_{L,\theta}=\left[\sum_{i=1}^{6}h_{ci}\left(t_{i,\theta}-t_{a,\theta}\right)\right]A_i+\sigma CV_{L,t}\left(t_{o,\theta}-t_{a,\theta}\right)+\sigma CV_{V,\theta}\left(t_{v,\theta}-t_{a,\theta}\right)+IS_{a,\theta}+IL_{a,\theta}+IE_{a,\theta}$$

[274]

ove si ha il simbolismo:

- σ densità dell'aria;
- C calore specifico dell'aria;
- $V_{L,\theta}$ portata d'aria di infiltrazione nell'ambiente al tempo θ;
- $t_{o,\theta}$ temperatura dell'aria esterna al tempo θ;
- $V_{V,\theta}$ portata d'aria di ventilazione nell'ambiente al tempo θ;
- $t_{V,\theta}$ temperatura dell'aria di ventilazione al tempo θ;
- $IS_{a,\theta}$ Irraggiamento Solare attraverso le superfici trasparenti in moto convettivo nell'ambiente al tempo θ;
- $IL_{a,\theta}$ Irraggiamento dovuto alle luci al tempo θ;
- $IE_{a,\theta}$ irraggiamento emesso dalle persone e dalle apparecchiature al tempo θ.

Le relazioni [272], [273] e [274] descrivono in modo rigoroso il carico termico istantaneo dell'ambiente e tengono conto, per ogni massa, superficie e per ogni ora, di:

- Moti convettivi dell'aria;
- Irraggiamento verso le varie superfici;
- Conduzione, convezione e irraggiamento per ogni superficie;
- Conduzione ed accumulo di calore di ogni elemento di massa a contatto con la superficie.

Una parte dell'apporto di calore è convettivo, cioè riscalda direttamente l'aria interna dell'ambiente ed è immediatamente convertito in carico termico, la parte rimanente dell'apporto di calore è radiativo verso le varie superfici dell'ambiente. Ogni superficie trasmette verso l'interno parte del calore ricevuto e riflette la restante parte verso le altre superfici. In queste condizioni si creano gradienti termici fra la superficie della generica parete e la massa interna con conseguente flusso di calore verso l'interno della massa della parete dove viene accumulato. Quando le condizioni superficiali cambiano, e si ha un raffreddamento rispetto alla massa interna della parete, allora si ha un processo inverso e il calore accumulato viene ceduto all'aria interna mediante convezione termica e quindi costituisce carico termico.

Si hanno anche scambi radiativi fra pareti e pertanto occorre scrivere le equazioni delle radiosità per ciascuna parete ed affrontare il problema dello scambio radiativo fra esse con il metodo della *cavità radiante* già visto nella *Trasmissione del Calore*.

A quanto sopra detto occorre aggiungere i contribuiti dovuti dalle altre sorgenti di calore (persone, apparecchiature, apporti solari, calore di conduzione attraverso tetti e pavimenti …) calcolati nel medesimo istante. Si intuisce pertanto la complessità che si ha nel cercare di risolvere tutte queste problematiche in modo *esatto* e cioè tenendo contemporaneamente conto di tutti i fenomeni di scambio dianzi citati e che, si ricordi, sono trascurati nel metodo alle differenze finite di Carrier e tenute parzialmente in conto con i fattori correttivi.

Fattori di Risposta

Il flusso termico per conduzione che in un dato istante interessa la superficie di una parete piana in regime variabile deve essere calcolato mediante l'integrazione dell'equazione generale della conduzione di Fourier (Vedi *Trasmissione del Calore*) con le opportune condizioni al contorno. Questo metodo porta inevitabilmente a grandi complicazioni di calcolo per cui si è cercato di risolvere il problema con tecniche alternative più semplici da applicare e che forniscono risultati egualmente affidabili. Da qualche anno si utilizzano i *fattori di risposta* che forniscono ottimi risultati per pareti piane monodimensionali (*lumped parameter*) prive di effetti di bordo (condizione teorica). Alla base di questa tecnica vi è il concetto di *funzione di trasferimento* che lega la sollecitazione applicata ad un certo sistema fisico in funzione del tempo con la sua risposta secondo la semplice relazione:

$$O(\tau) = D * H(\tau) \qquad [275]$$

ove l'operatore matematico (*) indica la *convoluzione* fra le grandezze esterne.

In generale sia $O(\tau)$ che $H(\tau)$ (risposta e sollecitazione del sistema) sono funzioni continue del tempo con andamenti spesso casuale (vedansi, ad esempio, gli andamenti dei parametri meteorologici) e pertanto vengono trattate mediante sviluppi in *serie temporali*.

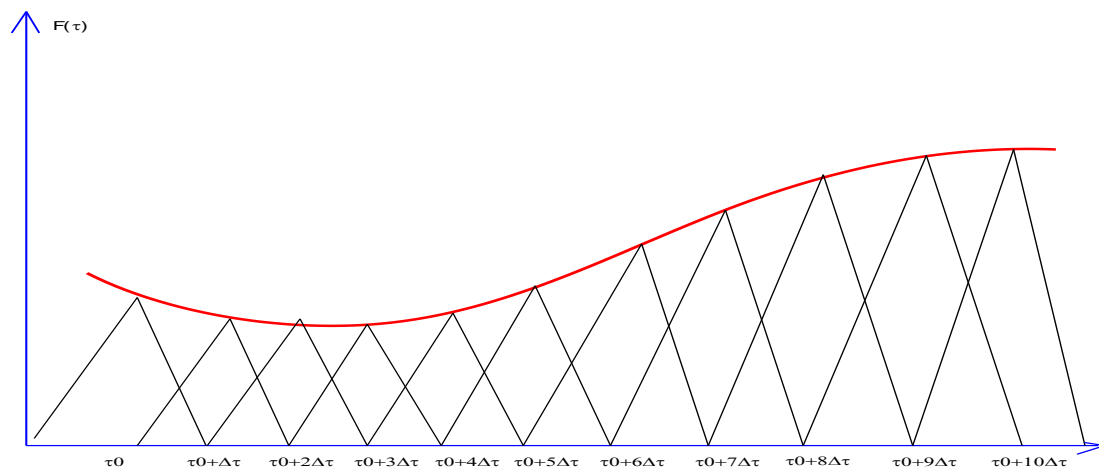



Figura 261: Sviluppo in serie temporale di un segnale

Lo sviluppo in serie, vedi Figura 261, è dato dalla somma dei termini ottenuti campionando i valori della funzione originale con un certo passo temporale $\Delta\tau$.

Se a ciascun termine della serie si considera associato un impulso triangolare con altezza corrispondente al valore della funzione campionata e base pari a due volte l'intervallo di campionamento $\Delta\tau$ scelto si può pensare di ottenere la funzione originale mediante l'inviluppo di questi impulsi che individuano una spezzata costituita dall'unione dei punti di campionamento.

Al decrescere di $\Delta\tau$ l'approssimazione migliora fino, al limite, avere l'esatta funzione per $\Delta\tau$ tendente a zero. La [275] consente di definire la risposta del sistema ad una sollecitazione unitaria $H_u(\tau)$ ovvero, utilizzando le serie temporali anzidette, ad un impulso triangolare di altezza unitaria.

La funzione di trasferimento *D* sarà anch'essa rappresentata da una serie temporale D_z (con z=1, 2,) con un numero di termini in genere infinito dato che la risposta di un sistema ad un impulso ha andamento asintotico, vedi Figura 262.

Poiché il termine j-mo D_j della funzione di trasferimento rappresenta la risposta del sistema ad una sollecitazione triangolare unitaria applicata all'istante che precede di $j\Delta\tau$ quello considerato allora sovrapponendo gli effetti di ciascun termine della sollecitazione il valore della risposta O_j all'istante $\tau = i\Delta\tau$ sarà espresso dalla relazione:

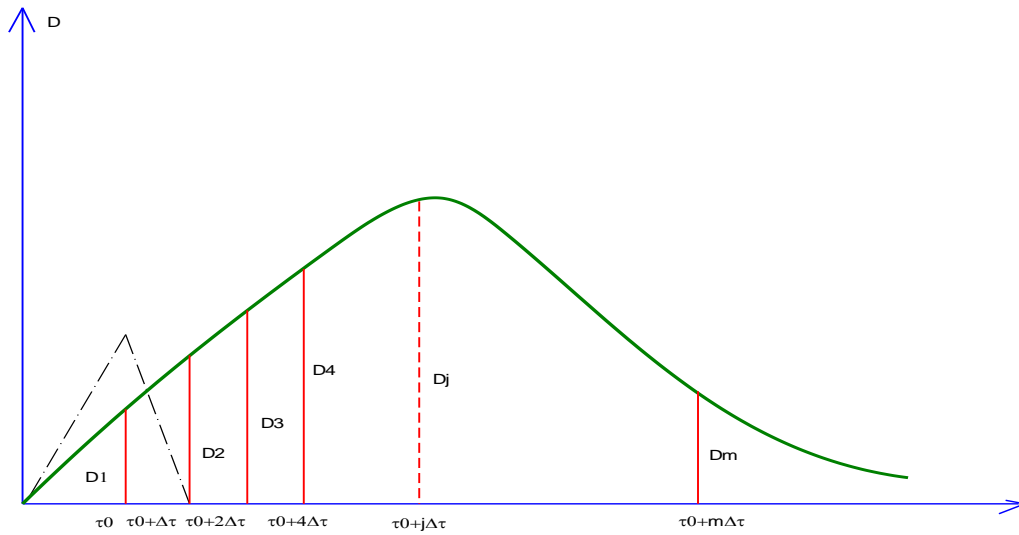



Figura 262: Funzione di Trasferimento sviluppata in serie

$$O_i = \sum_{z=1,\infty} D_z H_{i-z+1} \qquad [276]$$

I termini D_z (z=1, ∞) della funzione di trasferimento sono detti *fattori di risposta*. Negli scopi pratici la somma di infiniti termini viene sostituita con una somma finita di termini modificati opportunamente per ottenere lo stesso risultato. Si hanno, così, i *fattori di risposta modificati*. Si dimostra, infatti, che nella somma di infiniti termini [276] si può sempre trovare un numero N di termini oltre il quale il rapporto tra due termini consecutivi della stessa sequenza resta costante, cioè si abbia per z>N la condizione:

$$\frac{D_{z+1}}{D_z} = c \qquad [277]$$

con *c* detto *rapporto comune*. Allora la [276] diviene;

$$O_i = D_1 H_i + D_2 H_{i-1} + ... + D_N H_{i-N-1} + cD_N H_{i-N-2} + c^2 D_n H_{i-N-3} + ... \qquad [278]$$

Analoga equazione si può scrivere per l'istante precedente *i-1* ottenendo:

$$O_{i-1} = D_1 H_{i-1} + D_2 H_{i-2} + ... + D_N H_{i-N-2} + cD_N H_{i-N-3} + c^2 D_n H_{i-N-4} + ... \qquad [279]$$

Moltiplicando l'ultima equazione per *c* e sottraendo membro a membro dalla precedente si ottiene:

$$O_i = \sum_{z=1,N} D'_z H_{i-z+1} + cO_{i-1} \qquad [280]$$

I *fattori di risposta modificati* sono:

$$D'_1 = D_1 \qquad [281]$$

$$D'_z = D_z - cD_{z-1} \qquad [282]$$

per z=2,N. L'equazione [280] consente di calcolate O_i con un numero finito di prodotti utilizzando il valore della risposta all'istante precedente O_{i-1}. I valori temporali sono quindi noti applicando iterativamente la [280].

Ritornando al calcolo del flusso per conduzione termica attraverso le pareti di un edificio si potrà calcolare la risposta O(τ) mediante somma dei termini di flusso termico superficiale ad una sollecitazione di temperatura H(τ).

Pertanto il comportamento di una parete piana potrà essere rappresentato tramite tre distinte funzioni di trasferimento:

- ***Funzione X***: risposta di flusso termico sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla stessa superficie, mantenendo la temperatura della superficie esterna costantemente nulla;
- ***Funzione Y***: risposta di flusso termico sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla superficie interna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla superficie esterna, mantenendo la temperatura della superficie interna costantemente nulla;
- ***Funzione Z***: risposta di flusso termico sulla superficie esterna ad una sollecitazione unitaria di temperatura sulla stessa superficie, mantenendo la temperatura della superficie interna costantemente nulla.

Sovrapponendo opportunamente gli effetti è possibile ottenere i flussi termici sulla superficie interna ed esterna che si manifestano quando la parete è soggetta a certe serie temporali di temperatura superficiale interna ed esterna. Assumendo il segno positivo per i flussi che escono dalla parete, ad un certo passo temporale $\tau+\Delta\tau$ si hanno le seguenti equazioni:

$$(q_{wi}')_p = \sum_{z=1,\infty} X_Z (t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1,\infty} Y (t_{se})_{p-z+1} \qquad [283]$$

$$(q_{we}')_p = \sum_{z=1,\infty} Z_Z (t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1,\infty} Y (t_{se})_{p-z+1} \qquad [284]$$

Il calcolo delle funzioni X, Y, Z per pareti mono o multistrato viene effettuato mediante i metodi della *Teoria dei Sistemi* che si fondano sull'uso della *Trasformata di Laplace* per la risoluzione dell'equazione di Fourier in campo monodimensionale con sollecitazione di temperatura *a rampa*. Queste funzioni sono fornite dall'*ASHRAE* per varie tipologie di pareti di uso ricorrente e ad esse ci si può ricondurre in tutti i casi pratici. Una volta ottenuti i fattori di risposta X, Y, Z per ottenere i flussi termici è necessario calcolare il *rapporto c* dato dalla [277] e i *fattori di risposta modificati X', Y', Z'* secondo le [281] e [282]. Il valore *c* è unico per le tre sequenze e si può scrivere:

$$(q_{wi}')_p = \sum_{z=1,\infty} X_Z (t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1,\infty} Y (t_{se})_{p-z+1} + c(q_{wi}')_{p-1} \qquad [285]$$

$$(q_{we}')_p = \sum_{z=1,\infty} Z_Z (t_{si})_{p-z+1} + \sum_{z=1,\infty} Y (t_{se})_{p-z+1} + c(q_{we}')_{p-1} \qquad [286]$$

Il *fattore comune c* ed il numero *N* di fattori di risposta modificati sono determinati dalla condizione:

$$\frac{X_{z+1}}{X_z} = \frac{Y_{z+1}}{Y_z} = \frac{Z_{z+1}}{Z_z} \cong c \qquad [287]$$

per $z \geq N$ e con *c* praticamente costante[105].

13.7.3 FLUSSO TERMICO PER CONVEZIONE

Il flusso termico specifico per convezione, q_c' che si manifesta in corrispondenza della superficie interna di una parete in un dato istante è dato da:

$$q_c' = h_{ci}(t_{si} - t_{ai}) \qquad [288]$$

ove si ha:

- t_{si} temperatura della superficie interna della parete,
- t_{ai} temperatura dell'aria che lambisce la superficie interna della parete,
- h_{ci} coefficiente di convezione termica parete – aria interna.

---

[105] L'esistenza del valore comune di *c* può essere dimostrato in via teorica mediante la Teoria dei Sistemi. Si tralascia in questa sede la dimostrazione.

Ricordando le correlazioni sperimentali per il calcolo del coefficiente di convezione termica interna si può porre:

$$Nu = f\left(Gr, \Pr\right) = f\left(Ra\right) \qquad [289]$$

Ad esempio si possono usare le correlazioni di *Mc Adams* citate in precedenza. Vanno distinti i casi di pareti verticali da quelli per pareti orizzontali e per soffitti o pavimenti.

Con riferimento al fluido aria (del quale si conoscono le proprietà termofisiche) si possono utilizzare correlazioni del tipo (in W/*m²K)*:

- Per parete verticale:

$$h_{ci} = 1.61 \frac{\left(t_{si} - t_{ai}\right)^{0.32}}{H^{0.05}} \qquad [290]$$

con H altezza della parete.

- Per soffitti freddi o pavimenti caldi:

$$h_{ci} = 2.08 \frac{\left(t_{si} - t_{ai}\right)^{0.31}}{d_{eq}^{\;0.08}} \qquad [291]$$

con $d_{eq}=4S/P$ della parete.

- Per soffitti caldi e pavimenti freddi:

$$h_{ci} = 1.173 \frac{\left(t_{si} - t_{ai}\right)^{0.25}}{d_{eq}^{\;0.24}} \qquad [292]$$

13.7.4 FLUSSO TERMICO PER RADIAZIONE MUTUA

La superficie interna della generica parete *k.ma* scambia calore per irraggiamento con tutte le altre superfici interne che delimitano l'ambiente considerato e che si trovano a temperatura diversa.

La scambio radiativo dipende, per la legge di Stefan Boltzmann, dalle differenze delle quarte potenze delle temperature assolute delle superfici delle pareti e ciò rende più complesso i calcoli poiché si hanno relazioni di scambio non lineari.

Considerato il modesto salto termico che di solito si ha nelle applicazioni impiantistiche per gli edifici, si può porre:

$$T^4{}_{si,k} - T^4{}_{i,j} \approx 4T^3{}_m \left(t_{si,k} - t_{si,j}\right) \qquad [293]$$

con T_m temperatura media assoluta delle due superfici di scambio.

Sempre per il tipo di applicazioni che qui si stanno considerando si può risolvere il problema di scambio termico radiativo introducendo opportune ipotesi semplificative[106]. Le superfici si possono considerare *grigie* con emissività $\varepsilon \approx 1$. Allora la relazione di scambio termico diviene della forma:

$$q_{t,k+j}' = G_{k-j}\left(t_{si,k} - t_{si,j}\right) \qquad [294]$$

ove si è posto:

$$G_{k-j} = 6\sigma_0 T_m^{\;3} F_{k-j} \qquad [295]$$

con F_{k-j} *fattore di vista* fra le superfici *k.ma* e *j.ma*. Si ricorda che questo fattore è definito analiticamente dalla relazione:

---

106 La soluzione esatta dello scambio radiativo fra le pareti interne di un ambiente dovrebbe essere ottenuta mediante il metodo della radiosità per una cavità radiativa illustrato nel corso di Trasmissione del Calore.

$$F_{k-j} = \frac{1}{\pi S_j} \iint \frac{\cos\varphi_k \cos\varphi_j}{d^2} dS_k dS_j \qquad [296]$$

Il calcolo dei *fattori di vista* viene effettuato con metodi numerici o con l'uso di abachi e nomogrammi per casi particolari (Vedi Corso di *Trasmissione del Calore*). Per tutte le *n* pareti interne dell'ambiente il calore scambiato per irraggiamento vale:

$$q_{t,k+j}' = \sum_{j=1,n} G_{k-j} \left(t_{si,k} - t_{si,j} \right) \qquad [297]$$

13.7.5 SCAMBI RADIATIVI AD ELEVATE FREQUENZE

Le radiazioni di elevate frequenze ($\lambda < 3$ μm) sono quelle solari[107] che incidono sulle pareti interne dopo avere attraversato le superfici vetrate. Per le sorgenti di questo tipo (ad esempio lampade) si può porre il flusso scambiato nella forma:

$$q_{ir} = f_e E \qquad [298]$$

ove:

- E è la potenza elettrica installata, W;
- f_e efficienza di conversione in energia radiativa di alta frequenza e che può essere desunto dai manuali tecnici o dai dati forniti dal costruttore. Ad esempio per le lampade ad incandescenza è f_e=0,90 mentre per quelle a luminescenza è pari a 0,38.

Per la radiazione solare le cose si complicano notevolmente poiché occorre considerare anche l'interazione con il vetro delle finestre e gli effetti delle riflessioni delle pareti, del soffitto e del pavimento.

13.7.6 CALCOLO DELL'APPORTO DI CALORE PER RADIAZIONE SOLARE

Si è definito come *apporto di calore solare* la quantità di energia che raggiunge l'ambiente dopo essere passata attraverso le superfici vetrate.

E' stato proposta dall'*ASHRAE* di calcolare questi apporti facendo riferimento ad un vetro *normalizzati* con determinate proprietà ottiche e termiche. Sono state predisposte opportune tabelle dei *FGS* (*Fattori di Guadagno solare*) per ogni latitudine, orientamento, mese ed ora.

I *fattori di apporto di calore* solare si definiscono, pertanto, come gli apporti orari di calore che si hanno attraverso 1 m² di una singola lastra di vetro da 3 mm di spessore.

Questo parametro è importante anche ai fini dell'applicazione della L. 10/91 oltre che per il calcolo dei carichi termici estivi e pertanto è oggetto di un approfondimento.

Le proprietà trasmissive del vetro (in particolare il suo *fattore di trasmissione* τ) dipende dalle caratteristiche fisiche del vetro (in particolare dal *coefficiente di estinzione* μ), dallo spessore, dal numero di lastre componenti, dall'angolo di incidenza e dal rapporto tra radiazione solare diretta e radiazione diffusa. Nel bilancio energetico istantaneo di una superficie vetrata intervengono anche i coefficienti di convezione (interno ed esterno), le temperature (interna ed esterna) e i coefficienti radiativi (interno ed esterno). A sua volta il coefficiente radiativo esterno dipende anche dalla temperatura dell'aria e dalla nuvolosità atmosferica mentre quello interno dipende dalla temperatura delle pareti che delimitano l'ambiente stesso. Si vedrà nel capitolo 3 come un bilancio energetico accurato possa essere fatto mediante modelli sofisticati di calcolo e quindi mediante l'utilizzo di computer.

Qui si vuole accennare ad un metodo semplificato, ma sufficientemente efficace, detto *metodo ASHRAE* che consente di calcolare il flusso netto di energia attraverso una superficie vetrata (singolo o doppio vetro con o senza veneziane). Questo metodo, pur sufficientemente preciso, è però nato per calcolare i carichi termici estivi al fine di progettare gli impianti di condizionamento.

Il metodo *ASHRAE* parte dalla seguente equazione di bilancio energetico:

$$E = A + B + C \qquad [299]$$

---

[107] Si può anche pensare che ci siano sorgenti radiative ad alta frequenza di tipo artificiale poste all'interno dell'ambiente, quali, ad esempio le lampade di illuminazione, quelle UV o particolari forni all'infrarosso vicino.

dove si ha:

E energia totale netta ceduta all'ambiente attraverso il vetro;

A energia radiante solare trasmessa attraverso il vetro;

B frazione dell'energia solare incidente assorbita dal vetro e ceduta all'interno;

C flusso termico dovuto alla differenza di temperatura fra interno ed esterno.

Per un vetro singolo il bilancio energetico istantaneo può immediatamente scriversi come:

$$E = \tau I + N_i \alpha I + K(t_e - t_i) \qquad [300]$$

ove si ha:

I radiazione solare totale incidente sul vetro;

τ fattore di trasmissione del vetro;

N_i frazione dell'energia solare assorbita dal vetro e ceduta all'ambiente mediante radiazione infrarossa e per convezione termica, essa è data da $N_i = K/h_e$;

h_e coefficiente di adduzione sterno;

h_i coefficiente di adduzione interno;

α fattore di assorbimento del vetro;

K coefficiente globale di trasmissione (trasmittanza) del vetro dato da: $K = \dfrac{1}{\dfrac{1}{h_e} + \dfrac{1}{C} + \dfrac{1}{h_i}}$;

C conduttanza del vetro.

La precedente equazione può ancora essere scritta nella forma seguente:

$$E = \underbrace{\tau I + N_i \alpha I}_{fattoregradagnosolare} + K(t_e - t_i) = FGS + K(t_e - t_i) \qquad [301]$$

avendo indicato con *FGS*[108] la somma:

$$FGS = \tau I + N_i(\alpha_i I) \qquad [302]$$

Ponendo ulteriormente:

$$F = \tau + \frac{K}{h_e}\alpha \qquad [303]$$

Allora si può scrivere il *fattore di guadagno solare*:

$$FGS = F \cdot I \qquad [304]$$

Il parametro *F* è detto *coefficiente di trasmissione effettivo dell'energia solare* ed è pari al rapporto fra il guadagno solare e la radiazione solare incidente. L'*ASHRAE* pone per vetro standard (3 mm di spessore) i seguenti parametri: h_e =23 W/m²K, h_i= 8.3 W/m²K, K =6.02 W/m²K, τ=0.86, α=0.06: pertanto risulta F =0.87. Per estendere il metodo ai casi di vetri doppi con o senza veneziane si introduce il *coefficiente di ombreggiamento*[109] C_s definito come rapporto fra il coefficiente trasmissivo effettivo F_o della finestra in esame ed il coefficiente *F* del vetro standard nelle medesime condizioni: $C_s = F_0/F$. Questo coefficiente è caratteristico di ciascun tipo di vetratura, non varia con l'angolo di incidenza della radiazione solare ed è determinato sperimentalmente.

Va osservato che la procedura qui esposta dell'*ASHRAE* ha diversi limiti in quanto presuppone che sia h_e=23 w/m²K corrispondente ad una velocità del vento di 4 m/s. Questa andrebbe corretta per

[108] *L'ASHRAE* definisce questo fattore *SHGF* (*Solar Heat Gain Factor*).

[109] *L'ASHRAE* definisce questo coefficiente *Shading coefficient* . Questo coefficiente non dipende né dall'ora né dalla stagione..

adeguarla alle reali esigenze del sito. Ancora limitazioni si hanno nell'ipotesi di h_i=8 W/m²K e di temperatura media radiante costante e pari a quella dell'aria. Inoltre i fattore di trasmissione τ dipende, oltre che dall'angolo della radiazione, anche dal rapporto tra radiazione solare diretta e radiazione diffusa. Queste limitazioni possono essere superate scrivendo i bilanci energetici esatti e valutandoli correttamente caso per caso, senza riferirsi a condizioni standard.

Influenza delle superfici vetrate sul carico termico ambientale

Attraverso le superfici vetrate si ha un notevole flusso termico (sia invernale che estivo) e questo va attentamente tenuto sotto controllo. La percentuale di incidenza delle superfici vetrate rispetto alla superficie totale di un edificio (si considera qui solo l'edilizia residenziale) varia dal 15÷20 % e pertanto non solo i flussi termici sono notevoli ma anche i guadagni solari, come in precedenza indicato.

Nell'eseguire i bilanci energetici per il calcolo del fabbisogno termico medio mensile occorre calcolare i valori orari dei *fattori di guadagno solare* mediante la relazione:

$$FGS = I_b\tau_b + I_d\tau_d + \left(I_b\alpha_b + I_d\alpha_d\right)\frac{K}{h_e} \qquad [305]$$

ove vale il simbolismo già enunciato e i pedici indicano: *b* = *beam* per radiazione diretta e *d* = *diffuse* per radiazione diffusa. Per il calcolo dei valori orari di τ_b e α_b si utilizzano le seguenti espressioni:

$$\tau_b = \sum_{j=0}^{5} \tau_j \cos^j(\theta)$$
$$\alpha_b = \sum_{j=0}^{5} \alpha_j \cos^j(\theta) \qquad [306]$$

con θ angolo di incidenza della radiazione solare diretta rispetto alla normale alla superficie vetrata, τ_j e α_j valori dati dalla seguente tabella:

j	α_j	τ_j
0	0.01154	-0.00885
1	0.77674	2.71235
2	-3.94657	-0.62062
3	8.57881	-7.07329
4	-8.38135	9.75995
5	3.01188	-3.89922

Tabella 98: Coefficienti per il calcolo di FGS

Per calcolare i valori delle radiazioni dirette e diffuse orarie nel giorno medio mensile si possono utilizzare le procedure indicate in letteratura (vedi corso di *Trasmissione del Calore*). Il coefficiente di adduzione esterno può essere calcolato mediante la correlazione sperimentale:

$$h_i = 0.0034667 \cdot \Delta T_{ie}^2 + 0.168 \cdot \Delta T_{ie} + 7.05667 \qquad [307]$$

ponendo $\Delta T_{ie} = T_i - T_e$ con T_i=20 °C per i mesi da maggio a ottobre e T_i =25 °C per i mesi da giugno a settembre. Il coefficiente di adduzione esterna può essere calcolato mediante la correlazione:

$$h_e = 8.233 + 3.328 \cdot v - 0.0355 \cdot v^2 \qquad [308]$$

con *v* velocità del vento in *m/s*. La trasmittanza della lastra vetrata, *K*, risulta correttamente calcolata in funzione di h_e e di h_i secondo la relazione:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{C} + \frac{1}{h_i}} \qquad [309]$$

con *C conduttanza equivalente* del sistema vetro più tende, veneziane, …

Il flusso energetico netto si calcola allora mediante la relazione:

$$FEN = FGS \cdot C_s - K \cdot \Delta T_{ie} \qquad [310]$$

ove ciascun termine risulta correttamente valutato per il giorno medio mensile secondo le relazioni sopra riportate.

Tipologia dei FGS

I FGS si dividono in:

- *TSHGF* (*Fattori di apporto di calore solare trasmesso*): E' l'energia luminosa a bassa lunghezza d'onda (< 3 μm) che attraversa il vetro ed incide sulle superfici interne dell'ambiente;
- *ASHGF* (*Fattori di apporto di calore solare assorbito*): E' ancora suddivisa in:
  - Energia termica di elevata lunghezza d'onda (>9 μm) emessa dal vetro (riscaldato dalla radiazione solare) verso le superfici interne;
  - Energia termica scambiata per convezione con l'aria interna dell'ambiente.

Tenendo conto della *trasmissività* del vetro sopra vista si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} TSHGF &= \tau_b I_b + \tau_d I_d \\ ASHGF &= \alpha_b I_b + \alpha_d I_d \end{aligned} \qquad [311]$$

ove il pedice *b* (*beam*) si riferisce alla radiazione diretta e il pedice *d* alla radiazione diffusa.

Tenendo conto dello *shading coefficient* (C_s) dianzi definito si può calcolare l'apporto di calore solare trasmesso mediante la relazione:

$$TSHG = TSHGF \cdot C_s \cdot A \qquad [312]$$

con *A* area della superficie vetrata. Per i coefficienti C_s si possono utilizzare i dati forniti dalle seguenti tabelle.

TIPO DI VETRO	Spessore nominale (mm)	Trasmissione Solare	C_s	
			h=22.7	h=7
TRASPARENTE	3	0.86	1	1
	6	0.78	0.94	0.95
	10	0.72	.090	0.92
	13	0.67	0.87	0.88
ASSORBENTE	3	0.64	0.83	0.85
	6	0.46	0.69	0.73
	10	0.33	0.60	0.64
	13	0.24	0.53	0.58

Tabella 99: Fattori di schermatura per vetro semplice

TIPO DI VETRO	Spessore nominale (mm)	Trasmissione solare	SC	
			h=22.7	h=7
DOPPIO VETRO TRASPARENTE	3	0.71	0.88	0.88
DOPPIO VETRO ASSORBENTE	6	0.61	0.81	0.82
ASSORBENTE E TRASPARENTE	6	0.36	0.55	0.58

Tabella 100: Fattori di schermatura per vetro isolante

Il vetro riscaldato dal sole reirradia a sua volta sia verso l'interno che verso l'esterno. Si definisce la relazione:

$$N_i = \frac{h_i}{h_i + h_e} \qquad [313]$$

ove si ha:

- N_i frazione verso l'interno del calore assorbito dal vetro;
- h_i coefficiente di convezione verso l'interno;
- h_e coefficiente di convezione verso l'esterno.

Per le condizioni usuali di progetto, cioè con vento di 12 *km/h*, si pongono h_e= 22.7 ed h_i =8.3 *W/m²K* e N_i = 0.27 è un valore comune.

In base a quanto detto si ha:

$$ASHG = ASHGF \cdot N_i \cdot C_s \cdot A \qquad [314]$$

e l'apporto istantaneo di calore solare è:

$$FGS = TSHG + ASHG \qquad [315]$$

13.7.7 BILANCIO GLOBALE DI UN AMBIENTE MEDIANTE I FATTORI DI RISPOSTA

Abbiamo ricavato in precedenza le espressioni dei flussi per conduzione, convezione e per irraggiamento possiamo ora scrivere l'equazione di bilancio globale in termini dei *Fattori di Risposta* già esaminati.

Si ha, infatti, per la *k.ma* parete in funzione delle sue condizioni al contorno, all'istante $\tau_0+p\Delta\tau$, l'equazione:

$$\sum_{j=1,N} X_j \left(t_{si,k}\right)_{p-j+1} + \sum_{j=1,N} Y_j \left(t_{se,k}\right)_{p-j+1} + c\left(q_{wi}\right)_{p-1} = h_{ci}\left(t_{si,k} - t_{ai}\right)_p + \sum_{j=1,n} G_{k-j}\left(t_{si,k} - t_{si,j}\right)_p + q_r' \qquad [316]$$

con q'_r flusso radiante complessivo e con il simbolismo visto in precedenza.

Per tutto l'ambiente si scrivono *n* equazioni del tipo [316] quante sono le pareti che lo inviluppano più l'equazione di bilancio termico dell'aria:

$$\sum_{j=1,n} \left(q_c\right)_j + \sum_{j=1,n} \left(q_{ic}\right)_j + q_g + q_p = 0 \qquad [317]$$

ove:

- q_c è il flusso convettivo totale scambiato con le superfici interne delle pareti ambiente;
- q_{ic} flusso termico convettivo scambiato con le varie sorgenti interne;
- q_g flusso termico sensibile dovuto alle varie portate d'aria che entrano per infiltrazioni e/o per ricambi fisiologici nell'ambiente (escluse quelle relative all'impianto di climatizzazione;
- q_p flusso termico sensibile erogati dai vari terminali dell'impianto di climatizzazione.

Infine occorre tenere conto dell'equazione del carico termico fornito dall'impianto. Tutte queste equazioni debbono essere risolte per ogni passo temporale di calcolo (di solito per ogni ora poiché questo è il passo temporale di calcolo delle *Funzioni di Risposta Modificate*). Le temperature esterne delle pareti dipendono dalla temperatura esterna dell'aria, dalla radiazione solare che le colpisce e dagli scambi radiativi con le pareti viciniori e con la volta celeste che si assume ad una temperatura assoluta pari a:

$$T_{vc} = 0.055 T^{1.5}{}_{ae} \qquad [318]$$

ove T_{ae} è la temperatura assoluta dell'aria atmosferica esterna. Ricordando la definizione di *temperatura aria-sole* lo scambio delle pareti esterne può essere semplificato nella relazione:

$$q'_{we} = h_e\left(t_{as}^* - t_{se}\right) \qquad [319]$$

ove la *temperatura aria sole* risulta data da:

$$t_{as}^* = t_{ae} + \frac{aI}{h_e} \qquad [320]$$

con *a* fattore di assorbimento della radiazione solare esterna e h_e il coefficiente di convezione esterno. Il sistema di equazioni di parete, dell'aria interna, delle pareti esterne e del carico di impianto può essere risolto in varie ipotesi, come già detto a proposito della *Termofisica degli Edifici*, e che qui brevemente si richiamano.

Temperatura interna fissata

Si può immaginare di fissare il valore della temperatura interna (*valore di termostato*) per cui si ottengono, dalla risoluzione del sistema, le temperature superficiali (interne ed esterne delle pareti) e il carico termico richiesto all'impianto.

Flusso Termico Erogato Costante

Possiamo fissare il flusso termico erogato dall'impianto[110] ottenendo i valori delle temperature superficiali delle pareti e la temperatura dell'aria.

La risoluzione del sistema anzidetto richiede la conoscenza dei dati metereologici esterni e quindi è legata al sito geografico e al periodo dell'anno selezionato. Si possono anche considerare sequenze storiche registrate in precedenza o anche sequenze simulate[111].

Anche se concettualmente quanto detto è semplice, la mole di calcoli da effettuare per ottenere i risultati finali, è notevole, come avviene in tutti i metodi cosiddetti *esatti*[112]. Per ridurre la complessità risolutiva anzidetto si fa ricorso all'uso delle funzioni di trasferimento periodiche e al metodo detto delle *Funzioni di Trasferimento* (*TFM*).

13.8 APPLICAZIONE DEL METODO DELLE FUNZIONI DI TRASFERIMENTO (TFM)

Questo metodo si basa sul principio del *fattore di risposta* che stabilisce che per un dato ambiente il modello della *risposta termica*[113] per ogni tipo di apporto di calore è sempre lo stesso. Ciò significa che un apporto di 1000 W attraverso una parete esterna causerà la stessa risposta di un apporto di 2000 W sullo stesso periodo di tempo ma con diversa ampiezza del carico. In pratica il modello di conversione dell'apporto di calore in carico termico resta invariato. Il principio del fattore di risposta termica è basato su alcune proprietà fondamentali di cui godono le funzioni di trasferimento che consentono una notevole semplificazione dei calcoli rispetto al metodo del bilancio termico anzidetto:

- ***Principio della sovrapposizione:*** Il carico totale è pari alla somma dei carichi parziali calcolati separatamente per ciascun componente dell'apporto di calore totale. Questo principio consente di suddividere il problema della trasmissione di calore in forme elementari più semplici. Ad esempio i carichi dovuti ad un apporto di calore di una parete esterna e delle luci possono essere calcolati separatamente e quindi sommati per ricavare il carico totale ambiente. Il metodo del bilancio termico richiede, invece, il contemporaneo calcolo di tutti gli apporti. Questo principio, inoltre, consente di considerare separatamente gli apporti di calore su base oraria. Si è detto, infatti, che per la radiazione parte dell'apporto di calore viene immediatamente convertita in carico termico mentre l'altra parte viene convertita nelle ore successive. In definita con questo principio si può stimare per ogni ora l'andamento dei carichi dovuti all'apporto di calore della stessa ora e quindi sommare i contributi per avere il carico termico orario.
- ***Principio della linearità*** : L'ampiezza della risposta termica ad un apporto di calore varia linearmente con l'ampiezza dell'apporto stesso.
- ***Principio di invariabilità***: Due apporti di calore di uguale grandezza che avvengono in tempi diversi producono la stessa risposta termica nell'ambiente.

---

[110] Possiamo ritenere questo flusso nullo per impianto spento e quindi si ha l'evoluzione propria del sistema.

[111] E' invalso ricorrere all'utilizzo dell'*Anno tipo di Riferimento* (*Reference Year*) che è costruito utilizzando la statistica fondamentale delle registrazioni ambientali esterne in un periodo significativo di anni e tale da caratterizzare completamente il clima del luogo. Il *Reference Year* fornisce dati ambientali *medi* e quindi mal si presta alla previsione di annate eccezionalmente calde o eccezionalmente fredde. Per quest'ultimo scopo si possono utilizzare metodi stocastici basati sulle catene markoffiane che si basano sui momenti statistici anche di ordine superiore al primo (valore medio).

[112] Lo stesso si può dire per i codici *BIOCLI* e *DPM* già esaminati in precedenza.

[113] Cioè come un apporto di calore è convertito in carico in un dato periodo di tempo.

I precedenti due ultimi principi (*linearità* e *non linearità*) consentono di ridurre considerevolmente i calcoli necessari. Poiché il modello dei carichi risultanti di ogni tipo di apporto di calore è invariante allora è necessario calcolare una sola volta il modello del carico attraverso un'equazione di bilancio termico. Partendo da questi concetti il metodo *TFM* calcola una sola volta le temperature delle superfici che si affacciano sull'ambiente (con il metodo del bilancio termico) e poi calcola il carico termico.

Poiché la trasformata di Laplace di un impulso è il valore del modulo dell'impulso allora il metodo TFM calcola gli apporti di calore (delle luci, dell'irraggiamento solare, dell'affollamento, delle conduzioni delle pareti) come impulsi di ampiezza unitaria. Le funzioni di trasferimento sono quindi calcolate come costanti numeriche che rappresentano il carico termico corrispondente alla *perturbazione* impulsiva unitaria.

Una volta determinate le funzioni di trasferimento per le più comuni tipologie costruttive queste sono assunte indipendenti dagli ingressi impulsivi semplificando molto i calcoli conseguenti.

Riassumendo si può dire che il *TFM* applica prima una serie di *fattori peso* (*WF, Weighting Factors)* o coefficienti della funzione di trasferimento della conduzione, *CTF*, ad ogni superficie opaca esterna e alle differenze tra la temperatura dello spazio interno per determinare l'apporto di calore. L'apporto solare attraverso i vetri e le varie forme di apporti di calore interni sono calcolati direttamente per l'ora esaminata. Il metodo *TFM* applica poi una seconda serie di *Weighting Factors* o coefficienti delle funzioni di trasferimento ambiente (*RTF*) agli apporti di calore aventi componente radiante per tenere conto dell'effetto dell'accumulo termico nel convertire l'apporto di calore in carico termico di raffreddamento.

L'ambiente interviene in modo da *assemblare* opportunamente (ognuno con il proprio *peso*) i vari guadagni di calore, riconducendone l'effetto complessivo alla creazione di un carico termico sull'aria interna dell'ambiente. Solo nel caso di ambiente termicamente isolato verso l'esterno tutto il guadagno di calore è riscontrabile come carico termico, in tutti gli altri casi solo una parte contribuisce al carico con un certo ritardo che dipende, come più volte detto, dall'inerzia termica totale delle strutture, dalla morfologia dell'ambiente e dalla natura dell'apporto di calore.

13.8.1 DATI PRELIMINARI DI PROGETTO

L'applicazione del metodo *TFM* richiede la preparazione di alcuni dati preliminari relativi al progetto. Si commentano brevemente quelli di maggiore importanza.

Apporti Esterni

Per valutare gli apporti esterni occorre fornire i seguenti dati:

- Orientamento e dimensioni dei componenti dell'involucro edilizio;
- Tipi e colore dei materiali utilizzati per le superfici opache e trasparenti;
- Dimensioni e destinazione d'uso degli spazi da condizionare;
- Condizioni del sito (ombre riportate, eventuale presenza di superfici riflettenti (quali edifici ampiamente vetrati o aree di parcheggio o specchi d'acqua) e degli spazi adiacenti.

Apporti Interni

Per gli apporti interni occorre fornire i seguenti dati:

- *Illuminazione*: Tipologia e quantità dei corpi illuminanti. Criteri d'uso. Quota convettiva e radiante del flusso termico.
- *Affollamento*. Numero di persone. Attività svolta. Criteri d'uso.
- *Apparecchiature*: Potenza di targa. Ubicazione. Criteri d'uso. Consumi energetici. Quantità d'aria necessaria al loro funzionamento.

Dati Climatici

Oltre alla temperatura oraria media (a bulbo secco e a bulbo umido) occorre considerare la direzione e la velocità prevalente dei venti.

Condizioni Interne di Progetto

Oltre alla temperatura a bulbo secco e l'umidità relativa con le rispettive tolleranze) occorre fissare il tasso di ventilazione richiesto per l'attività svolta nei locali. A questo scopo occorre riferirsi alle norme *UNI* o, in difetto, a quelle *ASHRAE*.

Data e ora di progetto

Per il calcolo di picco occorre analizzare più ore di più giorni tipi di più mesi. Nel caso di dimensionamento degli impianti di climatizzazione per tutto l'anno occorre valutare anche per i mesi di gennaio e febbraio le temperature massime invernali possibili.

13.8.2 PERCORSO LOGICO DEL METODO TFM

L'applicazione del Metodo *TFM* richiede due stadi di calcoli:

- La determinazione degli apporti di calore su base oraria;
- L'applicazione dei coefficienti delle funzioni di trasferimento (*CFT*) ai suddetti apporti di calore sull'equazione di trasferimento ambiente per calcolare i carichi termici.

In Figura 264 si ha lo schema a blocchi del Metodo *TFM* nel quale si sono differenziati gli apporti di calore esterni da quelli interni. In esso sono anche evidenziate le funzione di trasferimento per conduzione (*CTF*) e le funzioni di trasferimento degli ambienti (*RTF*).

Dall'esame dello schema si può osservare come ogni apporto di calore attraverso il percorso contrassegnato da una freccia genera un proprio carico termico indipendentemente dal contributo degli altri apporti, coerentemente con quanto detto sui principi del metodo *TFM* e in particolare sul principio di sovrapposizione degli effetti.

Si osservi ancora come la parte convettiva degli apporti di calore venga calcolata direttamente nell'ultima sommatoria che genera direttamente il carico termico dell'ambiente. Passiamo adesso ad esaminare in dettaglio i calcoli delle singole fasi sopra evidenziate.

13.8.3 CALCOLO DEGLI APPORTI DI CALORE ESTERNI

Per gli apporti di calore esterni si esaminano gli apporti solari. Definiamo prima alcuni termini fondamentali.

- ***Flusso Solare***: E' la quantità di energia solare che colpisce le superfici esterne di un edificio; la sua direzione ed intensità influenzano il calcolo delle rientrate termiche attraverso muri, tetti e finestre;
- ***Apporto di calore solare (SHG, Solar Heating Gain)***: Definisce la quantità di energia solare che raggiunge l'interno dell'edificio dopo essere passata attraverso le superfici vetrate. L'apporto di calore solare (*SHG*) è usato nei calcoli dei carichi dovuti alle finestre e differisce dal flusso solare perché le lastre di vetro, il telaio e gli schermi interni di una finestra riflettono, assorbono e trasmettono solo una porzione del flusso solare che colpisce la superficie esterna della finestra. Pertanto l'apporto di calore solare è *sempre minore* del flusso di calore solare.
- ***Flusso Solare Extra Atmosferico***: Per determinare l'intensità del flusso solare sulla superficie terrestre si fa ricorso al flusso solare extra-atmosferico che varia, nel corso dell'anno, al variare della distanza Sole – Terra. Il flusso solare extra-atmosferico si misura su un piano perpendicolare alla direzione dei raggi solari e si basa sul valore medio della *costante solare* pari a *1353 W/m²*. I due valori di flusso (extra-atmosferico e costante solare) coincidono quando la Terra è alla distanza media dal Sole. La radiazione solare che colpisce un edificio è composta da tre componenti:

1. ***Radiazione solare diretta:*** E' la parte di flusso solare extra-terrestre che passa inalterata attraverso l'atmosfera terrestre. Poiché i raggi solari si mantengono nella stessa direzione del flusso extra-atmosferico la direzione di questa radiazione dipende dalla posizione del Sole nel cielo.
2. ***Radiazione Solare Diffusa***: E' la parte di flusso solare extra-atmosferico che raggiunge la superficie terrestre dopo essere stato deflesso dalle molecole dell'aria, del vapore acqueo e dal pulviscolo atmosferico presenti nell'atmosfera. Nei giorni nuvolosi l'intensità della radiazione diffusa è pressoché uniforme sull'intera volta celeste mentre con cielo sereno la

luce diffusa è meno uniforme con zone ad intensità tanto maggiore quanto più vicine al sole.

3. ***Radiazione Solare*** Riflessa: E' detta anche albedo e rappresenta l'energia solare che colpisce l'edificio dopo essere stata riflessa dal terreno circostante. La radiazione diretta e diffusa colpisce il terreno che ne assorbe una parte e ne riflette la restante. Si noti come questa radiazione riflessa interessa solamente le pareti verticali o inclinate ma non le pareti orizzontali quali il tetto.
4. ***Angoli Solari:*** S***i*** hanno vari angoli che interessano i calcoli attinometrici***:***
   1. ***Declinazione δ***: E' la posizione angolare del sole rispetto al piano equatoriale. Il suo valore varia durante l'anno da –23.45° (in corrispondenza del 21 dicembre) ad un massimo di 23.45° (in corrispondenza del 21 giugno).
   2. ***Angolo orario ω***: E' l'espressione in gradi del tempo solare apparente (*TSA*) misurato a partire dal mezzogiorno solare: $\omega = 15(12 - TSA)$. L'ora solare apparente, *TSA*, differisce dall'ora locale per effetto della differenza del meridiano reale passante nel luogo rispetto a quello di riferimento (ad esempio per l'Italia è quello passante per Monte Mario a Roma). L'angolo solare corrisponde a 15° per ogni ora del TSA.
   3. ***Angolo di altezza solare β***: E' l'angolo formato tra i raggi della radiazione solare diretta ed una superficie orizzontale e vale la relazione:

$$\sin\beta = \left(\cos L \cos\delta \cos\omega\right) + \left(\sin L \sin\delta\right)$$

ove β è l'altezza solare, L la latitudine, δ la declinazione, ω l'angolo solare.

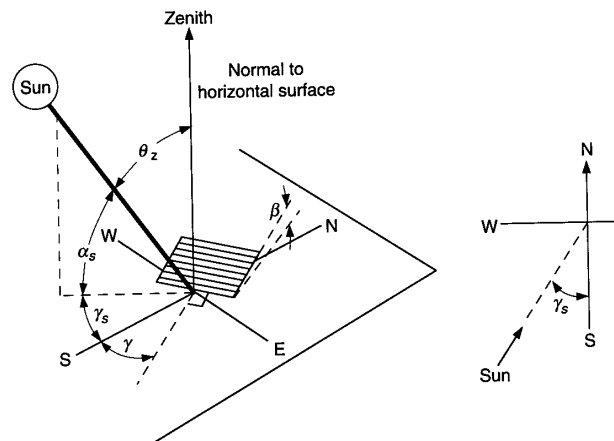



Figura 263: Definizioni degli angoli solari

   4. ***Angolo dell'Azimut solare φ***: E' l'angolo nel piano orizzontale tra il sud geografico e la posizione del sole. Gli angoli sono considerati positivi nel senso Sud-Ovest. Vale le relazione:

$$\cos\varphi = \frac{\sin\beta \sin L - \sin\delta}{\cos\beta \cos L}$$

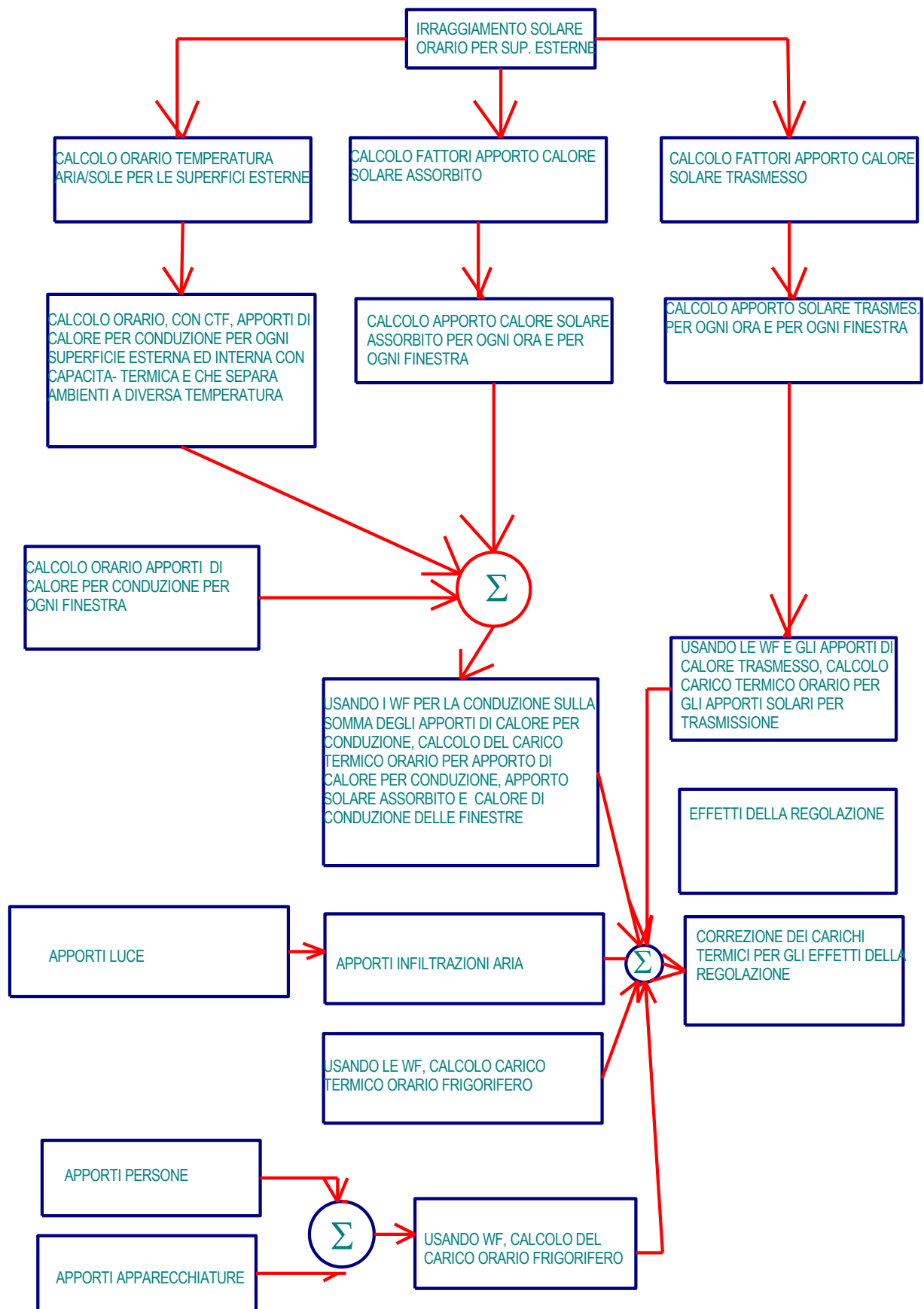



Figura 264: Schema a blocchi del Metodo TFM

5. ***Angolo dell'azimut di una superficie*** ψ : E' l'angolo formato dalla perpendicolare alla superficie e dal piano meridiano del luogo ed è misurato positivamente da Sud verso Ovest. In particolare si ha: Sud = 0°, Ovest=90°, Est=-90°, Nord=180°.
6. ***Angolo superficie azimut solare*** γ***:*** E' l'angolo tra la proiezione della perpendicolare alla superficie nel piano orizzontale e viene misurata a partire da Sud verso Ovest. Vale la relazione***:***

$$\gamma = \varphi - \psi$$

7. ***Angolo di incidenza dei raggi solari*** θ: E' l'angolo tra la direzione dei raggi solari e la perpendicolare alla superficie dell'edificio. Vale la relazione:

$$\cos\theta = \left(\cos\beta\cos\gamma\sin\alpha\right) + \left(\sin\beta cos\alpha\right)$$

- Ove α è l'angolo che la superficie considerata forma con il piano orizzontale ed è pari a 0 per le superfici orizzontali, 90° per le superfici verticali.

Per il calcolo dell'intensità della radiazione solare si hanno vari metodi basati essenzialmente su osservazioni sperimentali in ogni luogo della Terra.

Si rimanda ad essi (vedi capitolo sugli *Impianti Solari)* per un approfondimento sull'argomento. In questa sede basta osservare che l'intensità solare globale è somma della radiazione diretta, di quella diffusa e di quella riflessa. Quest'ultima è legata alla presenza di superfici riflettenti (ad esempio pareti di edifici vicini, …) e quindi dipende dalla topologia considerata mentre le prime due forme dipendono dal sito, dalla stagione, dal giorno e dall'ora.

13.8.4 CONVERSIONE DELL'APPORTO DI CALORE IN CARICO TERMICO

Ipotizzando, per il momento, che l'unico apporto di calore sia quello dovuto all'irraggiamento solare si può procedere al calcolo del carico termico nell'ambiente considerato.

Funzione di Trasferimento dell'Ambiente

L'ambiente interviene ad *assemblare* i vari apporti di calore in funzione delle proprie caratteristiche fisiche. Il carico termico è dato quindi dall'equazione generica:

$$Q_0 = v_0 q_0 + v_1 q_1 + v_2 q_2 - w_1 Q_1 - w_2 Q_2 \qquad [321]$$

ove *Q* rappresenta il carico, *q* l'apporto di calore ed i pedici 0,1,2 riferiscono le grandezze all'ora considerata per il calcolo (0), all'ora precedente (1) e alle due ore precedenti (2); v_0, v_1, v_2, w_1, w_2 sono i coefficienti delle funzioni di trasferimento e variano in funzione del tipo di apporto di calore, della morfologia dell'ambiente, della massa della costruzione e di altri parametri che si definiranno nel prosieguo. La funzione di trasferimento è del tipo:

$$K_{(Z)} = \frac{v_0 + v_1 Z^{-1} + v_2 Z^{-2}}{1 + w_1 Z^{-1} + w_2 Z^{-2}} \qquad [322]$$

In definitiva, l'equazione dei carichi termici afferma che *il carico termico per l'ora considerata,* Q_0*, è funzione sia degli apporti di calore della stessa ora e delle due ore precedenti sia dei carichi relativi alle due ore precedenti.*

Poiché i carichi delle due ore precedenti dipendono a loro volta da una serie di apporti di calore di ore ad essi precedenti ne deriva che il carico termico di una data ora dipende dagli effetti degli apporti di calore delle ore precedenti e cioè dalla *storia* del sistema. Si osservi ancora che l'espressione del carico termico con apporti limitati alle due ore precedenti è solo una approssimazione accettabile poiché in realtà si dovrebbe scrivere una serie infinita (la *storia,* appunto) di termini. L'arresto ai soli due termini precedenti esclude, ovviamente, apporti non significativi al bilancio totale.

13.8.5 COEFFICIENTI V E W DELLA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'AMBIENTE

I coefficienti introdotti nella [321] vengono applicati per ogni tipo di apporto di calore e per ogni tipo di ambiente. Definito un tipo di ambiente si generano quattro serie di coefficienti relativi, rispettivamente, a:

- *Apporti solari;*
- *Conduzione;*
- *Luci;*
- *Persone.*

I coefficienti *V* e *W* sono stati calcolati secondo il metodo del bilancio termico e rappresentano la risposta del sistema d un impulso unitario. Ne sono stati calcolati un numero grandissimo (oltre 200.000) per tutte le possibili combinazioni di 14 parametri che caratterizzano l'ambiente e che sono i seguenti.

1. ***Geometria della zona:*** Questa variabile influenza principalmente lo scambio di calore radiativo tra le varie superfici che inviluppano l'ambiente e la distribuzione dell'energia solare tra le pareti interne ed il pavimento. Sono state considerate tre tipologie di ambienti avente superficie pari a:
   - 30 x 6 m
   - 4.5 x 4.5 m
   - 30 x 30 m
2. ***Altezza della zona:*** Questo parametro influisce sullo scambio radiativo tra le varie superfici e la distribuzione dell'energia solare tra il pavimento e le pareti interne. Sono state considerate tre tipologie:
   - 2.4 m
   - 4.0 m
   - 6.0 m
3. ***Numero di pareti esterne***: Questo parametro fissa il numero delle pareti da considerare esterne e può variare da 0 a 4.
4. ***Ombreggiatura interna***: E' importante per la distribuzione della radiazione solare. Ogni radiazione solare intercettata da uno schermo interno è immediatamente assorbita e messa in moto convettivo nell'aria ambiente. In questo modo si aumenta la risposta dinamica della zona con finestre esposte alla radiazione solare aumentando il livello di schermatura interna. Per zone con poca massa (ad esempio, pavimenti in legno) variare la schermatura interna ha poca influenza sulla risposta dinamica. I valori considerati per gli schermi interni sono 0, 50 e 100%.
5. ***Arredi***: Gli arredi agiscono in modo del tutto simile agli schermi interni e quindi intercettano la radiazione solare e la trasferiscono per convezione all'aria ambiente. Hanno poca influenza su ambienti con costruzioni leggere. Si prevedono solo due opzioni: *con* e *senza* arredi.
6. ***Tipologia Costruttiva delle pareti***: Definisce come sono state realizzate le pareti esterne e sono stati definiti 4 standard costruttivi le cui sequenze stratigrafiche e termoresistive sono:
   - *Resistenza liminare esterna, 25 mm di stucco, 25 mm di materiale isolante, 20 mm di intonaco, resistenza liminare interna;*
   - *Resistenza liminare esterna, 25 mm di stucco, 200 mm di calcestruzzo, 20 mm di intonaco, resistenza liminare interna;*
   - *Resistenza liminare esterna, pannello sandwich formato da due lamiere d'acciaio con l'interposizione di 75 mm di materiale termoisolante, resistenza liminare interna;*
   - *Resistenza liminare esterna, 100 mm di mattoni, 50 mm di materiale isolante, 300 mm di calcestruzzo, 20 mm di intonaco o gesso, resistenza liminare interna;*

   In questa classificazione di categorie costruttive la massa gioca un ruolo determinante.
7. ***Tipo di partizioni interne:*** Tiene conto dei materiali di costruzione delle pareti che non si affacciano verso l'ambiente esterno. Sono state prese in considerazione le seguenti categorie:
   - Pannello da 16 mm + 16 mm di gesso con intercapedine d'aria;
   - 200 mm di calcestruzzo
8. ***Posizione della zona (o ambiente)***; Essa determina indirettamente la tipologia di pavimento e di soffitto secondo la seguente tabella.

POSIZIONE	*PAVIMENTO*	*SOFFITTO*

Su un piano	*Su un terreno*	*Tetto*
Ultimo piano	*Piano intermedio*	*Tetto*
Primo piano	*Su terreno*	*Piano intermedio*
Piano intermedio	*Piano intermedio*	*Piano intermedio*

Tabella 101: Corrispondenza della posizione di zona

9. ***Tipologia di piano intermedio***: Essa definisce il tipo di costruzione per i pavimenti dei piani intermedi e per zone dell'ultimo piano e determina, inoltre, il tipo di soffitto per le zone all'ultimo piano e ai piani intermedi. Si hanno le seguenti tipologie:
   - Calcestruzzo 200 mm;
   - Calcestruzzo 65 mm;
   - 25 mm di legno.
10. ***Posizione del Pavimento:*** Con questo parametro si tiene conto se esso è a contatto con il terreno o non. Si hanno le seguenti tipologie:
    - Piano intermedio;
    - 100 di pavimento su 300 mm di terreno.
11. ***Tipo di soffitto***: Serve ad indicare se vi è o non un controsoffitto sospeso. Le tipologie previste sono:
    - Con controsoffitto con lastre da 19 mm ed intercapedine d'aria;
    - Senza controsoffitto.
12. ***Tipo di Tetto***: Tiene conto della tipologia costruttiva del tetto per gli ultimi piani o per gli ambienti posti su un solo piano. Le scelte possibili sono le seguenti:
    - *Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 25 mm di isolamento termico, lamiera grecata, resistenza liminare interna;*
    - *Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 150 mm di calcestruzzo alleggerito, resistenza liminare interna;*
    - *Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di lastra di feltro, 50 mm di isolamento termico, lamiera grecata, intercapedine d'aria, controsoffitto acustico, resistenza liminare interna;*
    - *Resistenza liminare esterna, 13 mm di intonaco o pietra, 10 mm di membrana in feltro, 200 mm di calcestruzzo alleggerito, intercapedine d'aria, controsoffitto acustico, resistenza liminare interna;*
13. ***Finitura del Pavimento***: Questo parametro indica se il pavimento è ricoperto o meno da moquette o da piastrelle viniliche ed è molto importante specialmente se il pavimento ha massa elevata poiché il ricoprimento ne riduce fortemente gli effetti termici ed aumento la risposta dinamica della zona. Si hanno le seguenti tipologie:
    - Finiture in moquette;
    - Finitura con piastrelle ceramiche.
14. ***Percentuale di superficie vetrata***: Indica la percentuale della superficie vetrata rispetto alle pareti esterne. Questo parametro non influisce sull'apporto di calore solare ma sulla risposta dinamica della zona. Infatti aumentando la percentuale di superficie vetrata sulle pareti esterne diminuisce l'effetto di accumulo termico delle pareti esterne ed aumenta la risposta dinamica dell'ambiente. Le tipologie considerate sono:
    - 10% di percentuale vetrata;
    - 50%
    - 90%

L'enorme quantità di combinazioni può essere gestita solamente mediante programmi per computer che rilevano i coefficienti V e W da grandi archivi dati, in funzione della combinazione dei 14 parametri anzidetti. Occorre però scegliere con cura i parametri giusti onde evitare sottostime o

sovrastime dei risultati finali. Numerose verifiche sperimentali hanno comunque confermato la bontà del metodo TFM.

13.8.6 APPORTI DI CALORE PER CONDUZIONE ATTRAVERSO MURI ESTERNI E TETTI

Il calcolo deve tenere conto del ritardo tra l'istante in cui l'apporto di calore si verifica sulla superficie esterna del muro o del tetto e l'istante in cui l'apporto di calore si manifesta sulla superficie interna a contatto con l'aria ambiente. Occorre, quindi, tenere conto del transitorio termico che si ha nella trasmissione di calore attraverso la massa della parete. Poiché le funzioni di trasferimento sono adatte a rappresentare fenomeni transitori si possono adottare gli stessi principi per determinare gli apporti di calore attraverso un muro o un tetto così come nella conversione di un apporto di calore in carico termico. La *Funzione di Trasferimento della Conduzione* (*CFT*) è definita da:

$$q_0 = A\left[b_0 t_{e0} + b_1 t_{e1} + ... + b_6 t_{e6} - \left(d_1 q_1 + d_2 q_2 + ... + d_6 q_6 \right) / A - t_{rc} \sum c_n \right] \qquad [323]$$

ove:

- q è l'apporto di calore; il pedice *0* si riferisce all'ora considerata, il pedice *1* all'ora precedente e così via;
- t_{e0} è la temperatura *aria sole* discussa in precedenza;
- b,d e c_n sono i coefficienti della funzione di trasferimento della conduzione e dipendono dalla tipologia costruttiva delle pareti o del tetto;
- t_{rc} è la temperatura dell'aria ambiente;
- A è l'area della superficie esterna della parete.

I coefficienti CTF si ricavano da un archivio dati ottenuto per 41 tipi di pareti, 42 tipi di tetto. Si accede all'archivio selezionando i seguenti parametri:

1. ***Per le pareti***:
   - intervallo del valore della resistenza termica (si hanno 17 intervalli disponibili);
   - materiale principale della parete (si hanno 25 tipi di materiali);
   - posizione della massa: si sceglie fra le opzioni interno, esterno od omogeneo con riferimento alla posizione del materiale isolante;
   - materiale secondario della parete, (si hanno 6 categorie di materiali).
2. ***Per i tetti***: si scelgono in base a seguenti parametri:
   - Intervallo del valore di R (fra 6 valori);
   - Materiali del tetto (fra 20 tipi, inclusi i terrazzi);
   - Posizione della massa: interno, esterno od omogeneo con riferimento alla posizione del materiale isolante;
   - Soffitto sospeso: presenza o meno di un soffitto sospeso.

La struttura avrà un proprio coefficiente globale di scambio termico ed i relativi coefficienti delle funzioni di trasferimento. I coefficienti *b* e *c* sono corretti secondo il rapporto della trasmittanza della parete reale e quello della parete di riferimento (in archivio). Si calcola gli apporti di calore per conduzione delle pareti e del tetto mediante la relazione che qui si ripete:

$$Q_0 = v_0 q_0 + v_1 q_1 + v_2 q_2 - w_1 Q_1 - w_2 Q_2$$

13.8.7 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE FINESTRE

Il flusso termico per conduzione attraverso le finestre si effettua con la solita relazione

$$q = KA\left(t_e - t_{ai} \right) \qquad [324]$$

con:

- *K* trasmittanza termica del vetro (spesso indicato anche con *U*), W/m²K;
- *A* area della superficie vetrata, m²;
- t_e temperatura dell'aria esterna, °C;

· t_{ai} temperatura dell'aria interna, °C.

Determinato l'apporto di calore per ogni ora si ricava il profilo dei carichi termici mediante la *Funzione di Trasferimento Ambiente, RTF*.

13.8.8 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO PER CONDUZIONE ATTRAVERSO LE PORTE

Occorre distinguere fra le seguenti componenti di carico:

- Carico dovuto per conduzione di calore attraverso la parte opaca della porta;
- Carico dovuto per conduzione di calore attraverso la superficie vetrata;
- Carico dovuto per conduzione di calore solare attraverso i vetri.

Nel calcolo del flusso termico si tengono conto delle seguenti considerazioni:

1. Per le pareti opache, considerata la bassa capacità termica delle porte, si ha:

$$q = KA\Delta t \qquad [325]$$

2. per il calore trasmesso per conduzione attraverso il vetro si applica la [324].
3. per il calcolo dell'apporto solare si applica quanto detto nel §13.8.3 per le superfici vetrate.

13.8.9 FLUSSO TERMICO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE DIVISIONI INTERNE

Di solito le pareti interne ed i soffitti hanno scarsa capacità termica e la temperatura dello spazio adiacente rimane sostanzialmente costante (o con piccola variazione rispetto alla differenza tra la temperatura dello spazio condizionato e dello spazio adiacente) e pertanto si può porre, con buona approssimazione:

$$q = KA\left(t_b - t_{rc}\right) \qquad [326]$$

ove si ha:

- K trasmittanza termica della parete divisoria, W/m²K;
- t_b temperatura dello spazio adiacente, °C;
- t_{rc} temperatura dello spazio condizionato, °C;

Nei casi in cui le ipotesi sopra indicate non potessero ritenersi valide allora si può ancora utilizzare la *Funzione di Trasferimento per Conduzione* (*CTF*) già vista per le pareti esterne, supponendo però che la temperatura aria-sole sia pari a quella dello spazio adiacente.

13.8.10 FLUSSO TERMICO ATTRAVERSO SUPERFICI INTERRATE

Come già detto più volte, è il flusso solare che costituisce la maggior fonte per il carico termico degli ambienti da condizionare. Pertanto la trasmissione attraverso superfici interrate viene, di solito, trascurata e in ogni caso risulta benefica per la riduzione del carico termico dell'ambiente interessato. Il metodo *TFM* tiene conto degli effetti di inerzia di queste pareti attraverso i fattori *WF*.

13.8.11 FLUSSO TERMICO PER SORGENTI INTERNE

Le sorgenti interne considerate possono essere:

- Persone con determinata attività metabolica;
- Illuminazione interna;
- Apparecchiature presenti (forni, cucine, …);
- Attrezzature di ufficio (computer, stampanti, fotocopiatrici,…)
- Macchine operatrici ed elettriche in genere.

Il calore interno risulta importante per il calcolo corretto dei carichi termici poiché esso costituisce un vero e proprio carico termico ambientale in estate mentre in inverso contribuisce a ridurlo. I carichi interni hanno anche la caratteristica di possedere un *profilo d'uso* e cioè di variare durante la giornata in funzione della presenza degli occupanti e delle loro attività lavorative.

Non è, infatti, pensabile di assumere che tutte le persone previste nei vari ambienti siano tutte contemporaneamente presenti o che le luci o le apparecchiature varie siano sempre accese. Occorre tenere conto dei fattori di contemporaneità di ogni carico interno.

Così, ad esempio, in un appartamento non saranno presenti 2 persone per ogni stanza in tutte le ore del giorno e così pure le luci saranno accese nelle ore serali o negli ambienti privi di finestre esterne. Esagerare nella previsione dei carichi interni equivale, spesso, a sovradimensionare gli impianti e, viceversa, sottostimarli equivale a sottodimensionare gli impianti di climatizzazione.

Occorre quindi valutare attentamente sia i *profili d'uso* nei singoli ambienti che le destinazioni d'uso dei singoli locali. Un ufficio vede sempre presenti i lavoratori durante l'orario di normale lavoro mentre un'abitazione privata si anima durante le ore serali, essendo di giorno quasi tutti gli occupanti al lavoro o a scuola.

Si tenga presente che la corretta valutazione del carico termico è indispensabile per un corretto dimensionamento dei terminali negli ambienti, per la corretta progettazione delle reti di distribuzione e dei generatori termici (caldi e freddi).

Sbagliare il calcolo del carico termico equivale a sbagliare l'intero progetto di climatizzazione e spesso, purtroppo, in modo irreversibile. Vediamo ora come valutare i singoli apporti interni.

Persone

Ogni individuo genera calore sensibile e latente in funzione della propria attività metabolica, come già detto a proposito delle condizioni di benessere. In genere si assume che il calore generato da un soggetto femminile adulto sia l'85% di quello generato dal soggetto maschile adulto. Per i bambini si ha un rapporto del 75% rispetto all'adulto. In definitiva il carico termico totale (sensibile + latente) per gli occupanti interni è dato dalla relazione:

$$q = NF_u M \qquad [327]$$

ove si ha:

- N numero massime di persone ipotizzate presenti nell'ambiente;
- F_u fattore d'uso dell'ambiente;
- M metabolismo per persona.

Il calore latente diviene un carico termico immediato mentre quello sensibile subisce uno sfasamento soprattutto per l'aliquota scambiata per radiazione per effetto dei meccanismi di accumulo e di scambio già indicati in precedenza. Si assume, con buona approssimazione, che il calore latente per persona sia il 30% del totale e che, per conseguenza, il 70% sia sensibile. Pertanto il 30% del carico termico per persone è assunto immediato mentre il 70% rientra nella trasformazione del carico ritardato.

Illuminazione

L'illuminazione è spesso una fonte importante di carico termico. A seconda del tipo di lampade occorre considerare anche la potenza spesa per gli organi di controllo (reattori, ..) e quindi la potenza elettrica impegnata può non corrispondere a quella nominale impegnata per le lampade.

Di solito si applica una tecnica di calcolo in due fasi.

1. ***Fase 1°***: Il calore istantaneo dovuto all'illuminazione è dato da:

$$q = WF_u F_s \qquad [328]$$

   - ove W è la potenza luminosa installata, F_u è il fattore d'uso dell'ambiente ed F_s è il *fattore di ballast* per le lampade a luminescenza (detto anche *fattore di installazione*) e si assume pari a 1,2 per tubi fluorescenti e 1.4 per lampade al sodio.
2. ***Fase 2°***: Si determinano i carichi ambiente scegliendo gli opportuni coefficienti nell'equazione della funzione di trasferimento ambiente (*RTF*) già vista in precedenza. Questi coefficienti dipendono dal tipo di corpi illuminanti e dalla loro installazione. Si hanno tre possibilità:
   - Corpi di tipo ventilato in controsoffitto;
   - Corpi illuminanti non ventilati in controsoffitto;
   - Corpi illuminati montati a sospensione.

- Nel caso di illuminazione localizzata (*task lighting*) si assume che il corpo illuminante sia del tipo a sospensione. Si tenga presente che la trasmissione di calore varia a seconda del tipo di corpo

illuminante. Ad esempio una plafoniera incassata a soffitto ha una maggiore capacità di trasmissione per convezione se è di tipo aperto (cioè si passare l'aria di ripresa attraverso essa) che non se è di tipo chiuso. Un corpo illuminate sospeso è completamente libero di reirradiare verso tutte le direzioni e quindi verso tutte le superfici dell'ambiente mentre questo non avviene per corpi incassati. Valori orientativi della parte convettiva e radiante del calore emesso sono:

- Lampade fluorescenti: 41% convettivo, 59% radiativo;
- Lampade ad incandescenza: 20% convettivo, 80% radiativo

Apparecchiature varie

A seconda del tipo di apparecchiature si valutano diversamente i carichi termici da considerare per l'ambiente. Possiamo fare la seguente distinzione.

Motori elettrici: il flusso termico è calcolato mediante la relazione:

$$q_{em} = \frac{P}{E_M} F_{UM} F_{LM} \qquad [329]$$

ove si ha:

- q_{em} apporto di calore equivalente dell'apparecchiatura, W;
- E_{EM} rendimento del motore;
- F_{UM} fattore d'uso del motore <1;
- F_{LM} fattore di carico del motore; <1
- P potenza di targa del motore,W.

- Il fattore d'uso del motore si applica quando l'uso è intermittente con pause significative nell'arco di tempo considerato. Il fattore di carico è la frazione della potenza nominale del motore che è in uso nelle condizioni in cui si stima il carico termico. Quanto detto vale per motori e macchine operatrici posti direttamente all'interno degli ambienti (pompa, ventilatori, …). Se il motore è posto fuori dell'ambiente si ha la relazione:

$$q_{em} = P F_{UM} F_{LM} \qquad [330]$$

- Nel caso in cui il motore è dentro l'ambiente e la macchina operatrice fuori allora si usa la relazione:

$$q_{em} = \frac{P\left(1 - E_{EM}\right)}{E_M} F_{UM} F_{LM} \qquad [331]$$

- Si assume che l'apporto di calore sia per il 70% radiativo (quindi ritardato) mentre il 30% è convettivo (immediato).
- ***Attrezzatura d'Ufficio***: La potenza elettrica e quindi il carico termico conseguente variano fortemente a seconda del tipo di ufficio e pertanto è difficile dare indicazioni generali. Valori di larga massima possono essere i seguenti:
  - 10 ÷ 15 W/m² per uffici in generale;
  - 18 ÷ 25 W/m² per uffici di contabilità;
  - 250÷550 W/m² per locali *CED*.
- Naturalmente occorre sempre verificare questi valori con un esame accurato delle apparecchiature realmente in uso nell'ufficio. Anche in questo caso si assume che l'apporto di calore sia per il 70% radiativo (quindi *ritardato*) mentre il 30% è convettivo (*immediato*).

13.8.12 FLUSSO TERMICO PER VENTILAZIONE E INFILTRAZIONI

Questa parte del calcolo riguarda l'interazione dell'edificio con l'aria esterna attraverso i ricambi di aria che avvengono, essenzialmente, attraverso tre meccanismi:

- *Ventilazione forzata*; questa ventilazione è spesso imposta nei grandi edifici per garantire i necessari ricambi d'aria fisiologici e le diluizioni dei gas ambientali ai livelli indicati dalle norme vigenti (vedi il capitolo sulla qualità ambientale dell'aria, *IAQ*). Si osservi che oggi si tende a costruire gli infissi

a tenuta e pertanto i ricambi d'aria per infiltrazioni naturali sono sempre meno garantiti. Pertanto si ricorre alla ventilazione *forzata,* cioè ottenuta mediante un opportuno impianto di ventilazione che riprende aria esterna (filtrata) e la invia negli ambienti possibilmente mediante una rete di distribuzione;

- *Ventilazione naturale*; questa avviene attraverso le imperfette tenute dei serramenti o lasciando questi ultimi volontariamente aperti o comunque non del tutto chiusi. La portata di ventilazione naturale risulta oltre modo difficile ed imprecisa da calcolare proprio per le notevoli indeterminazioni delle variabili da considerare. Questa ventilazione avviene per effetto della differenza di pressione esistente fra l'esterno e l'interno degli ambienti;
- *Infiltrazioni d'aria*; sono portate d'aria immesse negli ambienti e generate per effetto di sovrapressione del vento o per effetto di sovrapressioni o depressioni interne generate da apparecchiature presenti negli ambienti.

Nel caso di ventilazione *forzata* si fissa la portata d'aria esterna necessaria a diluire i contaminanti presenti nell'ambiente esprimendola in funzione del *numero di volumi ambiente* all'ora mediante la relazione:

$$Q = n * V \qquad [332]$$

in m^3/h, con *V* volume dell'ambiente considerato.

Negli impianti di climatizzazione si immette l'aria di ventilazione attraverso l'unità di trattamento dell'aria e pertanto essa costituisce un carico termico per la batteria di raffreddamento o di riscaldamento e non un carico ambiente.

I calcoli connessi agli scambi di aria esterna sono i seguenti.

Calore Totale

Detta Q_s la portata d'aria (in *kg/s*), Δh la differenza di entalpia tra le due condizioni dell'aria (*kJ/kg*), assunta pari a 1.2 *kg/m³* la densità media dell'aria, l'apporto totale di calore in *W* è dato dalla relazione:

$$q_t = 1.2 * Q_s * \Delta h \qquad [333]$$

Apporto di calore sensibile

Ricordando che il calore sensibile fa variare solo la temperatura a *bulbo secco* dell'aria e non la sua umidità specifica, si può scrivere la relazione:

$$q_s = 1.2 \cdot (1.006 + 1.84x) \cdot Q_s \cdot \Delta t \qquad [334]$$

essendo:

- 1.006 il calore specifico a pressione costante dell'aria nelle condizioni normali di temperatura e pressione (*kJ/kg.K*);
- x l'umidità specifica dell'aria immessa, ($kg_{vapore}/kg_{aria\ secca}$);
- 1.84 il calore specifico del vapore d'acqua nelle condizioni di lavoro dell'aria, (*kJ/kg.K*).

Adottando i valori comuni per *x,* nel campo della climatizzazione ambientale, si può ulteriormente semplificare la precedente nella relazione:

$$q_s = 1.23 \cdot Q_s \cdot \Delta t \qquad [335]$$

Apporto di calore latente

Questo calore fa variare l'umidità specifica dell'aria ambiente ed è dato dalla relazione:

$$q_l = 1.204 \cdot Q_s \cdot \Delta x \cdot 2501 \qquad [336]$$

con *2501* entalpia dell'aria in c.n.t.p[114]. Si osservi che i valori numerici indicati nelle relazioni [334] , [335] e [336] variano sensibilmente con l'altitudine del luogo e pertanto vanno opportunamente corrette nei casi in cui non si abbiano le condizioni normali.

13.9 RIEPILOGO PER IL CALCOLO DEL TFM

Dopo quanto detto nelle precedenti pagine è opportuno riepilogare le operazioni necessarie per l'applicazione del metodo TFM.

Si hanno tre grandi suddivisioni logiche:

- Determinazione degli apporti di calore *esterni* e loro conversione in carichi termici ambiente;
- Determinazione degli apporti di calore *interni* e loro conversione in carichi termici ambiente;
- Determinazione delle portate d'aria di ventilazione e infiltrazione e conversione in carichi termici.

Vediamo più estesamente ciascuna delle tre fasi.

13.9.1 APPORTI DI CALORE ESTERNI

Temperatura Aria Sole

Si determina la temperatura *aria sole* mediante la [320] in funzione dell'irraggiamento e delle caratteristiche della superficie esterna.

Pareti e Tetti

Si determinano i coefficienti *b,c,d* delle *funzioni di trasferimento* della conduzione (CTF) e ri correggono *b* e *c* in funzione del rapporto dei coefficienti globali di scambio. Si calcolano poi gli apporti di calore per conduzione con la [321]. Per le pareti e i tetti si determinano le tipologie costruttive secondo la massa dominante, la posizione dell'isolente termico, …

Vetri

L'apporto di calore convettivo è dato dalla relazione:

$$q = KA(t_e - t_i)$$

mentre quello radiativo dalla:

$$q = A(C_s \cdot SHGF)$$

Partizioni Interne

Si usa la relazione:

$$q = KA(t_b - t_i)$$

13.9.2 APPORTI DI CALORE INTERNI

Le fonti di calore interne sono per affollamento, illuminazione, motori e apparecchiature.

Affollamento

Le relazioni per il calore sensibile e il calore latente, detto *n* il numero di persone, sono:

$$q_s = N \cdot M \cdot F_u$$

$$q_l = N \cdot \Delta x \cdot 2500$$

Illuminazione

Si usa la relazione:

[114] Condizioni Normali di Temperatura e Pressione.

$$q_{el} = W \cdot F_{ue} \cdot F_{sa}$$

Motori

Si usa la relazione :

$$q_p = PE_F$$

Apparecchiature

Le relazioni da usare per il calore sensibile il calore latente sono:

$$q_s = q_{is} F_{ua} F_{ra}$$

$$q_l = q_{il} F_{ua}$$

con q_{is} e q_{il} apporti di calore interno sensibile e latente, F_{ua} il fattore d'uso ambiente e F_{ra} il fattore radiativo.

13.9.3 APPORTI PER INFILTRAZIONE E VENTILAZIONE

Le relazioni da utilizzare sono:

$$q_s = 1,23 \cdot Q_s \cdot (t_e - t_i)$$

$$q_l = 3010 \cdot Q_s \cdot \Delta x$$

$$q_t = 1.2 \cdot Q_s \cdot \Delta h$$

13.9.4 CARICO FRIGORIFERO

Calcolati tutti i singoli apporti di calore si è in grado di calcolare il carico frigorifero da soddisfare con gli impianti. In particolare distinguendo fra carico sensibile carico latente si ha:

Carico Sensibile

E' dato dalla relazione:

$$Q_{s\theta} = Q_{tf} + Q_{sc} \qquad [337]$$

con:

$$Q_{tf} = \sum_{i=1,N_a} \left(v_0 q_{\theta,i} v_1 q_{\theta,i-\delta} + v_2 q_{\theta,i-2\delta} \right) - \left(w_1 Q_{\theta-\delta}, w_2 Q_{\theta-2\delta} \right) \qquad [338]$$

$$Q_{sc} = \sum_{j=1} \left(q_{c,i} \right) \qquad [339]$$

ove si ha il simbolismo:

- Q_{tf} carico di raffreddamento sensibile derivante dai componenti di apporto di calore aventi componenti *radiativa e convettiva*;
- v, w coefficienti delle funzioni di trasferimento ambiente;
- q_θ ognuno degli *i.simi* elementi di apporto di calore avente componente radiante;
- δ intervallo di tempo (pari ad 1 ora);
- Q_{sc} carico di raffreddamento sensibile derivante dai componenti dell'apporto di calore aventi solamente componenti *convettivi*;
- q_c ognuno dei *j.simi* elementi dell'apporto di calore aventi solamente componente *convettiva*.

Carichi Latenti

Si calcolano mediante la relazione:

$$Q_l = \sum_{n=1} \left(q_{c,n} \right) \qquad [340]$$

ove q_c ognuno degli n elementi di apporto di calore *convettivo*.

13.10 SELEZIONE DELLE APPARECCHIATURE IN FUNZIONE DEL CALORE RIMOSSO

Dopo avere calcolato il *carico frigorifero* occorre progettare l'impianto di climatizzazione. Questo ha la funzione di mantenere la temperatura interna dell'edificio (e quindi anche dei singoli ambienti[115]) al valore desiderato di confort termico.

Il sistema di regolazione dell'impianto di climatizzazione lascia fluttuare la temperatura (e l'umidità) degli ambienti all'interno di una banda di oscillazione che può essere fissata opportunamente a seconda dei casi.

Questa fluttuazione ha certamente un'influenza sensibile sul funzionamento delle apparecchiature di climatizzazione e determina, in genere, un maggior carico[116] per l'impianto.

In funzione del *profilo d'uso* si può anche avere una variazione di temperatura interna (variazione del *set point*) in periodi diversi della giornata e quindi si innesca un transitorio termico interno fra zone dello stesso edificio.

La quantità di *calore rimosso*[117] interviene nel processo di analisi del sistema nel seguente modo:

1. i carichi della zona sono calcolati usando gli apporti di calore ed i principi della funzione di trasferimento ambiente, come indicato nei paragrafi precedenti, assumendo una temperatura di zona costante.
2. viene simulato il funzionamento dell'impianto usando il carico di zona per determinare come le apparecchiature ed il termostato reagiscono ai carichi per aggiungere o rimuovere calore alle zone. La temperatura di zona varia entro la *banda proporzionale*[118] del termostato durante il funzionamento o all'interno della *banda morta* tra il *set point* di riscaldamento o di raffreddamento. Questo calcolo serve a determinare il calore estratto e quindi il *carico di raffreddamento* alla batteria. La procedura di calcolo fa uso di un modello semplificato del termostato e delle apparecchiature di regolazione e di una *Funzione di Trasferimento dell'aria ambiente* (*SATF*) per determinare come il termostato e la regolazione rispondono ai carichi ambiente. Il modello usato per il termostato è di tipo lineare a rampa secondo la relazione:

$$E_{R\theta} = w_\theta + \left(S \cdot t_{r\theta} \right) \qquad [341]$$

ove si ha:

- $E_{R\theta}$ quantità di calore estratto dall'ambiente al tempo θ;
- $t_{r\theta}$ temperatura dell'aria ambiente al tempo θ;
- w_θ valore di E_R per $\tau=0$;
- S pendenza della curva di regolazione.

Quando $t_{r\theta}$ cade fuori della banda proporzionale si assumono i valori estremi (*minimi e massimi*) di $E_{R\theta}$. Il valore di w_θ è l'intercetta della relazione lineare della legge di controllo proporzionale e dipende dalla temperatura di *set point*. Si ha, pertanto, la relazione:

$$\theta = \frac{E_{R\max} + E_{R\min}}{2} - S \cdot t_{r\theta}^{\ *} \qquad [342]$$

---

[115] Le due cose non sono poi così immediate e semplici da realizzare poiché i carchi termici e carichi frigoriferi dei singoli ambienti variano diversamente, durante la giornata, per effetto del cammino solare apparente e dei profili d'uso. Per mantenere tutti gli ambienti ad una temperatura il più possibile costante (*set point*) ci pensa il sistema di controllo e regolazione dell'impianto che agisce su alcune grandezze di controllo (portate di fluidi di lavoro, apertura o chiusura di valvole, …) per raggiungere (quando possibile) lo scopo.

[116] Si ricordi come la L. 10/91 tiene conto di questo effetto mediante i *rendimenti di cessione* e di *regolazione*.

[117] In estate abbiamo *rientrate termiche* mentre in inverno abbiamo *dispersioni termiche*.

[118] Si veda il capitolo sulla regolazione degli impianti per il significato di *banda proporzionale*.

ove $t_{r\theta}^{*}$ è la temperatura fissata al tempo θ. Con questa legge si determina la funzione di trasferimento *SATF* e si calcola il calore estratto.

13.11 RETTA AMBIENTE PER IL CONDIZIONAMENTO ESTIVO

La Figura 259 schematizza la situazione tipica per impianti *a tutt'aria* nei quali il fluido di lavoro è l'aria.

Se indichiamo con Q_T *(vedi* [257]) il calore totale entrante nell'ambiente e con *a* (con il proprio segno algebrico) la quantità di vapore introdotto nell'ambiente per effetto della presenza delle persone, dalla portata d'aria di ventilazione per effetto della differenza di umidità fra esterno ed interno, allora, indicando con *I* le condizioni dell'aria che immettiamo nell'ambiente e proveniente con portata $\dot{m}$ dal condizionatore, possiamo scrivere due equazioni di bilancio per il sistema ambiente:

$$\begin{cases} \dot{m}h_I + Q_T = \dot{m}h_A & \text{Bilancio di energia} \\ \dot{m}\dfrac{x_I}{1000} + a = \dot{m}\dfrac{x_A}{1000} & \text{Bilancio di umidità} \end{cases} \qquad [343]$$

Se da queste equazioni calcoliamo il rapporto direttivo:

$$\beta = \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{Q_T}{1000 \cdot a} \qquad [344]$$

se ne conclude che il punto di immissione *I* deve giacere sulla retta passante per *A* ed avente coefficiente angolare β.

Nella Figura 266 si ha la schematizzazione delle trasformazioni ideali che debbono essere attuate nel condizionatore estivo per portare l'aria esterna dalle condizioni *E* alle condizioni del punto di immissione *I*.

La portata termodinamica di aria necessaria per il condizionamento è ricavabile da una qualunque delle [343]. Ad esempio dalla prima di esse si ottiene:

$$\dot{m} = \frac{Q_T}{h_A - h_I} \qquad [345]$$

Si osserva immediatamente che se il punto *I* coincidesse con *A* si otterrebbe una portata d'aria infinita.

Nella realtà il punto *I* si sceglie con un compromesso: se è troppo in basso rispetto ad *A* si corre il rischio di avere necessità di impianti frigoriferi costosi e spese energetiche di gestione insostenibili mentre se lo si sceglie in alto e vicino ad *A* si hanno portate grandi e quindi canali più ingombranti e spese di ventilazione più elevate.

La pratica suggerisce di scegliere il punto *I* in un intervallo di temperatura fra 14 e 18°C in modo che l'acqua di refrigerazione necessaria per la deumidificazione fino al punto *S* possa avere temperatura compresa fra 3 e 10 °C, normalmente ottenibile con macchine frigorifere commercialmente standard.

Qualora sia necessario scendere al di sotto di questi valori occorre utilizzare fluidi non congelanti e macchie frigorifere speciali e quindi più costose.

Le fasi indicate in Figura 266 sono: *raffreddamento fra E ed R, deumidificazione fra R ed S, post riscaldamento fra S ed I.* A ciascuna di queste fasi corrisponde, nella centrale di trattamento dell'aria (indicata con C nella Figura 259) un dispositivo di attuazione della trasformazione dell'aria umida. In particolare si avrà una batteria fredda che raffredda e deumidifica da *E* fino a *S* ed una batteria calda che riscalda da S fino ad I.

La batteria fredda è alimentata con acqua fredda proveniente da un refrigeratore d'acqua (come sopra detto) mentre la batteria calda è alimentata con acqua calda proveniente da un generatore termico (caldaia o recuperatore[119] di calore).

[119] Si tratta di uno scambiatore di calore nel quale il fluido freddo riceve calore dal fluido caldo. Di solito il recuperatore di calore consente di recuperare il calore dell'aria da espellere dall'edificio trasferendola al fluido entrante nell'edificio. Esistono diversi tipi di scambiatore di calore in commercio. Il loro esame esula dall'ambito di questo *Corso*.

Con l'introduzione dei diagrammi *ASHRAE* si preferisce utilizzare non il coefficiente direttivo β definito dalla [344] bensì il *Fattore Termico* R definito dal rapporto:

$$R = \frac{Q_{S_{ensibile}}}{Q_{T_{otale}}} = \frac{Q_T - Q_L}{Q_T} = 1 - \frac{Q_L}{Q_T} \qquad [346]$$

ove si è indicato con:

- Q_S il carico termico sensibile dell'edificio, W;
- Q_L il carico termico latente dell'edificio, W;
- $Q_T = Q_S + Q_L$ il carico totale dell'edificio, W.

Il fattore *R* si può calcolare immediatamente noti i carichi sensibili e latenti definiti dalla [258] e [259]. Si può anche trovare una relazione che lega *R* a β. Infatti dal bilancio [343] e per la stessa definizione di β data dalla [344] risulta:

$$R = 1 - \frac{r}{\beta} \qquad [347]$$

ove *r* è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua ($r = 2501\ kJ/kg$).

Pertanto noto β si può calcolare *R* e viceversa. Avuto *R* si può ottenere la direzione della retta ambiente. In Figura 265 si può osservare, in un diagramma psicrometrico *ASHRAE* distribuito dall'*Associazione Italiana per il Condizionamento dell'Aria il Riscaldamento e la Refrigerazione (AICARR)*, una lunula graduata, in alto a sinistra, che riporta i valori di *R*. Congiunto il punto rappresentativo sulla lunula con il centro del semicerchio si individua una retta la cui direzione rispetta la [346]. Pertanto tracciata una parallela a questa retta passante per il punto ambiente si ha la *retta ambiente* cercata.

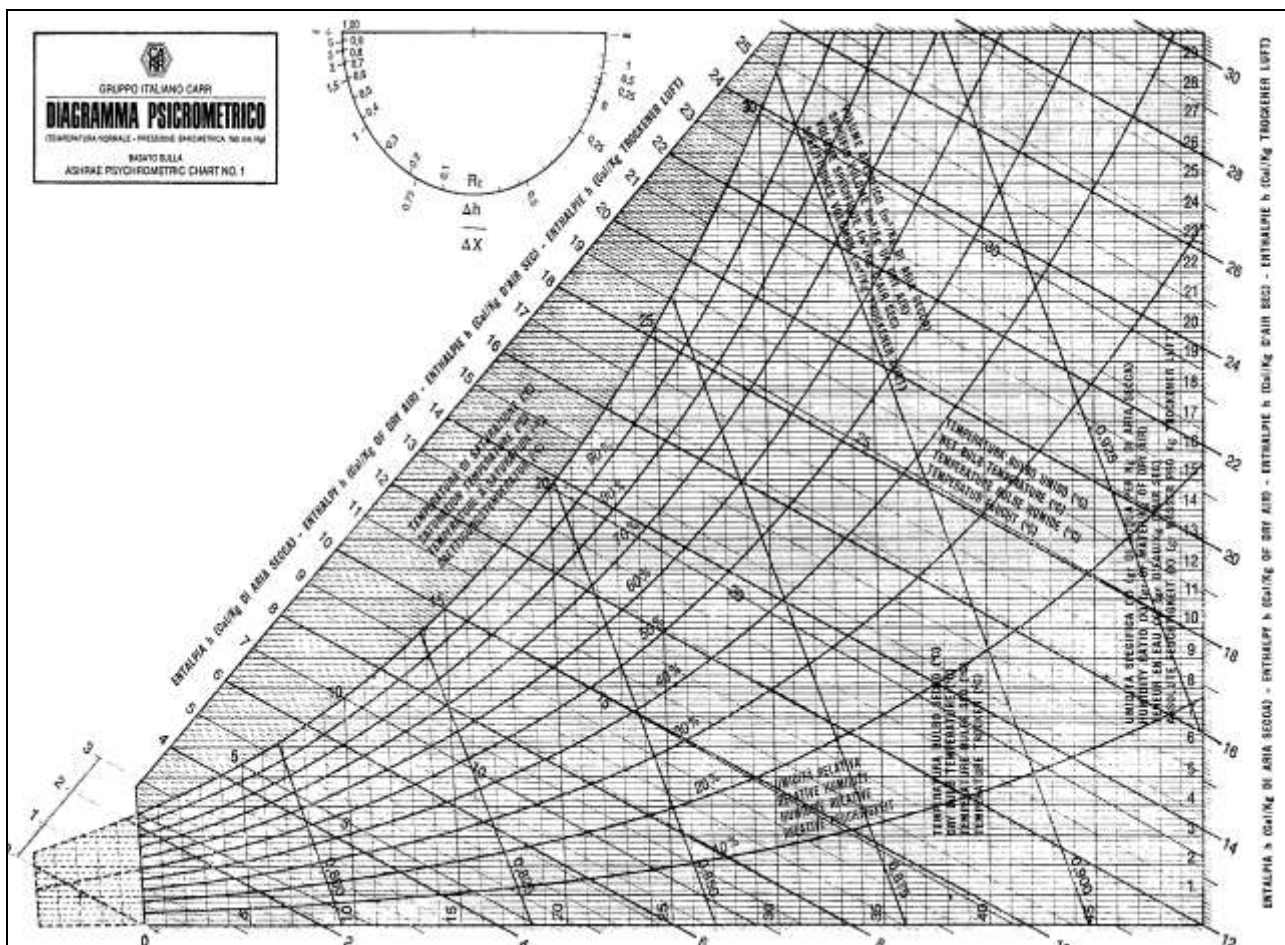



Figura 265: Diagramma psicrometrico ASHRAE distribuito dall'Associazione AICARR

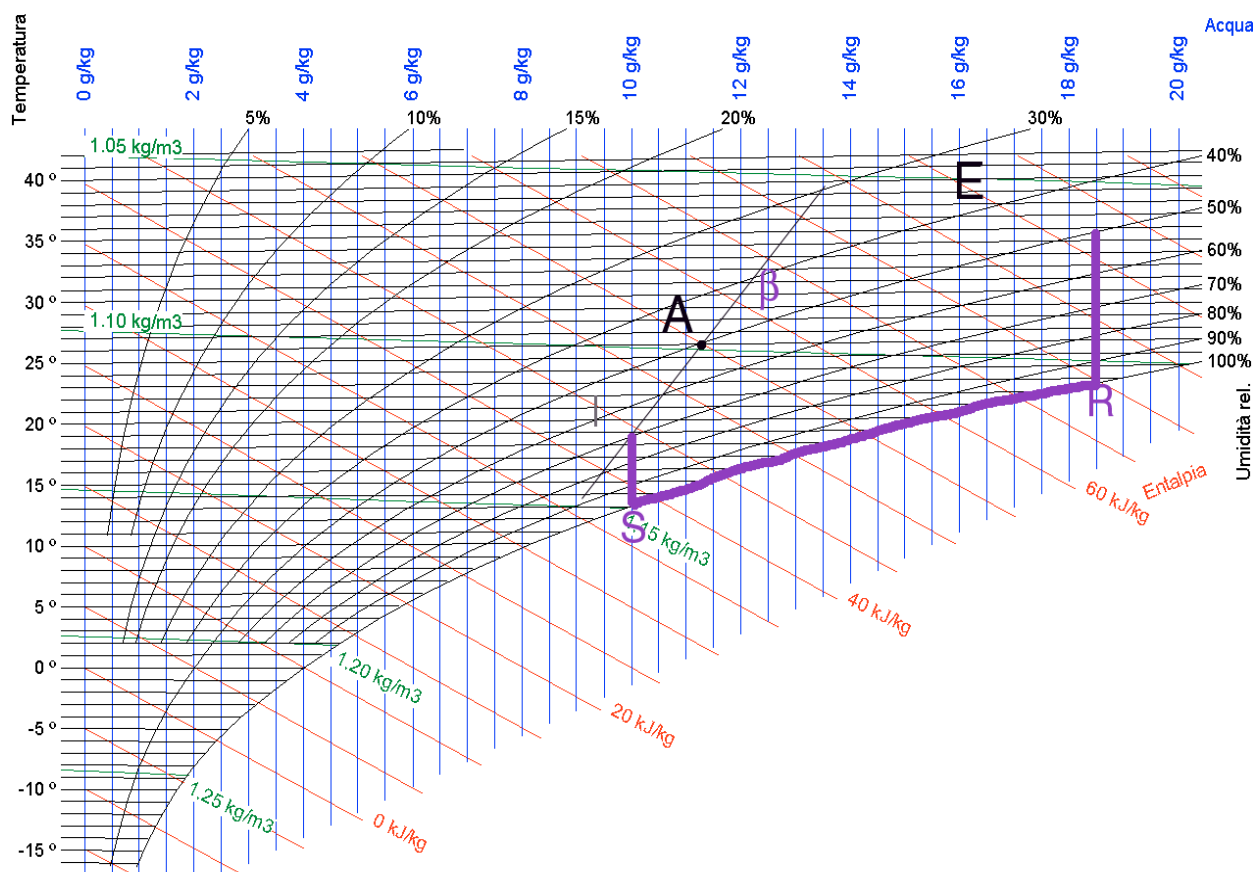



Figura 266: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo

13.12 IMPIANTI A TUTA ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE

Spesso si può recuperare in parte l'aria che viene espulsa all'esterno mediante un ricircolo parziale in funzione del ricambio fisiologico necessario per gli occupanti all'interno dell'ambiente. La situazione è quella di Figura 270: parte della portata d'aria viene espulsa (pari alla portata fisiologica che poi si richiama come aria fresca dall'esterno).

La portate rimanente (detta di *ricircolo*) viene mandata al condizionatore dove si miscela con l'aria fresca richiamata dall'esterno (punto M). L'aria esterna fresca deve essere in quantità sufficiente a garantire il ricambio fisiologico degli occupanti e quindi a garantire le migliori condizioni ambientali all'interno. Oggi sono disponibili numerose norme internazionali (*ISO* ed *EN*[120]) che fissano le condizioni di diluizione degli odori emessi da persone o da cose all'interno degli ambienti. Di solito si fa riferimento alla teoria di *Fanger* sugli odori. Nella seguenti tabelle si hanno i valori consigliati per varie destinazioni d'uso dei locali.

Nella Figura 267 si ha la curva derivata dalla teoria di *Fanger* che lega la percentuale di insoddisfatti all'interno di un locale con la portata d'aria di ricambio fisiologico. Si osserva che più elevata è la portata di ricambio minore è la percentuale di individui insoddisfatti. Una portata di 25 m³/h, pari a 25000/3600=6.94 L/s, di aria esterna fresca comporta una percentuale di insoddisfatti di circa il 27%.

Qualora si desideri ridurre tale percentuale al 10% occorre attuare un ricambio che si può calcolare mediante la relazione:

$$PD = 395 \exp(-1.83\, q^{0.25}) \qquad [348]$$

[120] L'*Indoor Air Quality* (*IAQ*) è la scienza che studia la qualità dell'aria interna agli ambienti. Si è già discusso ampiamente di quest'argomento nel volume relativo alle Condizioni ambientali di benessere e la Qualità dell'aria.

e che fornisce un valore di portata pari a 15 L/s (15 x 3600/1000= 54 m^3/h), cioè più del doppio rispetto al valore oggi indicato dalle norme italiane per locali con fumatori.

Nota la portata di ricambio fisiologico si calcola quella di ricircolo e quindi si determina il punto di miscelazione M di Figura 270 mediante la relazione:

$$t_M = \frac{t_E \dot{m}_E + t_A \dot{m}_R}{\dot{m}_R + \dot{m}_E} \qquad [349]$$

ove si sono indicati con:

- t_E la temperatura esterna, °C;
- t_A la temperatura dell'aria di ricircolo, eguale a quella ambiente, °C;
- $\dot{m}_E$ la portata di aria esterna di rinnovo fisiologico, *kg/s*
- $\dot{m}_R$ la portata di aria di ricircolo pari alla differenza fra la portata totale $\dot{m}$ e quella di rinnovo $\dot{m}_R$, *kg/s*.

Tipo di ambiente	persone/100 m^2	m^3/h persona	L/s persona
Sale conferenza	50	36	10
Bar, cocktail lounges	100	54(1)	15(1)
Ristoranti	70	36(1)	10(1)
Camere d'albergo		54(2)	15(2)
Uffici	7	36	10
Caffetterie, fast food	100	36	10
Aule scolastiche	50	29	8
Librerie	20	29	8
Sale da fumo	70	108(3)	30(3)
Sale d'aspetto	100	29(3)	8(3)
Residenze		(4)	(4)
Grandi magazzini			
piano terra e cantina	30	5,4(5)	1,5(5)
piani superiori	20	3,6(5)	1,0(5)
salottini prova abiti	-	3,6(5)	1,0(5)
magazzini	5	2,7(5)	0,75(5)
Studi fotografici	10	29	8
Teatri - biglietterie	60	36	10
Teatri - atri	150	36	l0
Teatri e sale spettacoli	150	29	8
Parrucchieri uomo	25	29	8
Parrucchieri donna	25	47	13

1) Raccomandabile l'impiego di filtri ad alta efficienza
2) Valori riferiti alla camera e non agli occupanti
3) Raccomandabili estrazioni localizzate
4) 0,35 volumi ambiente/ora, ma non meno di 8 L/s (29 m^3/h) per persona
5) Valori riferiti al metro quadro di superficie ambiente

Tabella 102 Portate raccomandate di aria esterna

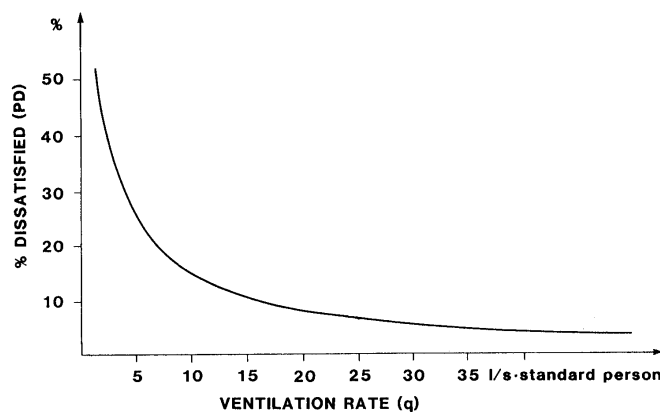



Figura 267: Percentuale di Insoddisfatti in funzione della portata di ricambio aria

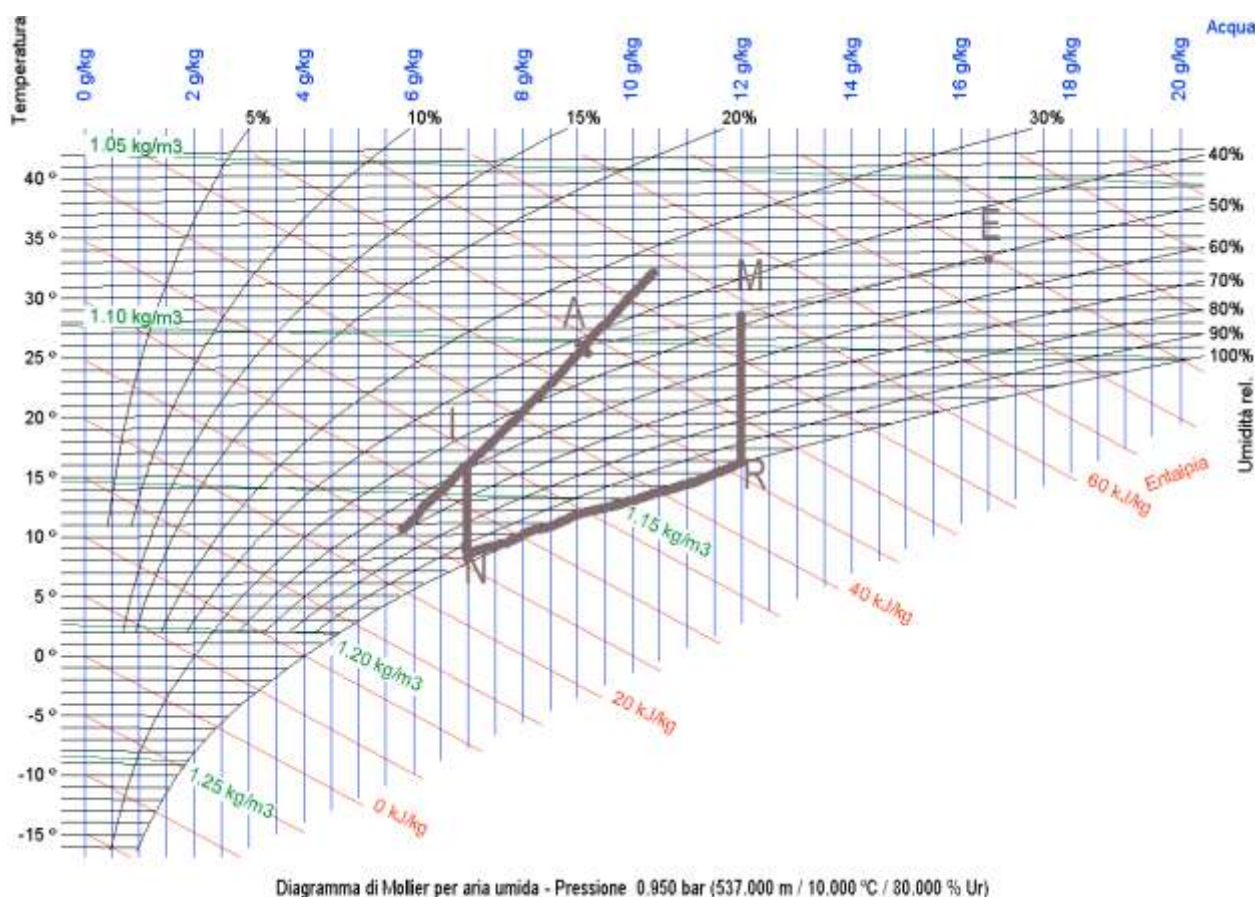



Figura 268: Trasformazioni ideali per il condizionamento estivo con ricircolo

In questo caso le equazioni di bilancio sull’ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse, come illustrato in Figura 270.

Il ricircolo parziale dell’aria proveniente dall’ambiente A consente notevoli economie di gestione. Infatti la batteria fredda deve portare l’aria dalle condizioni M ad S e non da E (ben distante da M in funzione del rapporto di ricircolo) come nel caso precedente. Il ricircolo non si può attuare per ambienti nei quali c’è pericolo di inquinamento (ospedali) o di scoppio (stabilimenti chimici). Là dove è possibile attuarlo il ricircolo parziale è sempre consigliato.

La centrale di trattamento dell’aria deve essere opportunamente modificata per consentire sia la presa di aria esterna che l’entrata dell’aria di ricircolo.

Di solito si hanno serrande di taratura e filtri per purificare l’aria ricircolata.

13.13 CONDIZIONAMENTO INVERNALE A TUTTA ARIA

Per il condizionamento invernale si procede quasi allo stesso modo indicato per il condizionamento estivo. Adesso la radiazione solare è meno importante e, in ogni caso come per il riscaldamento, è favorevole alle condizioni di benessere perché fornisce apporti gratuiti agli ambienti.

Il calcolo procede parallelamente sia per il calore sensibile che per quello latente in modo da determinare la *retta ambiente*. In questo caso il calore totale è di segno negativo (perché uscente dal sistema) e pertanto occorre prestare attenzione nel tracciare la retta ambiente.

La topologia di impianto non cambia: adesso è l'ambiente esterno che si ritrova (almeno in condizioni progettuali di riferimento) ad avere temperatura inferiore a quella dell'ambiente interno e con valori di umidità relativa elevati.

Le condizioni di benessere interne (per di più imposte per effetto della Legge 10/91) sono di 20 °C e 50% di umidità relativa (u.r.).

13.13.1 CONDIZIONAMENTO INVERNALE SENZA RICIRCOLO

Le equazioni di bilancio sono ancora le [343] ma con segno di Q_T cambiato (calore uscente dall'edificio). Parafrasando quanto già detto per il condizionamento estivo si hanno le trasformazioni ideali che si indicheranno nel prosieguo.

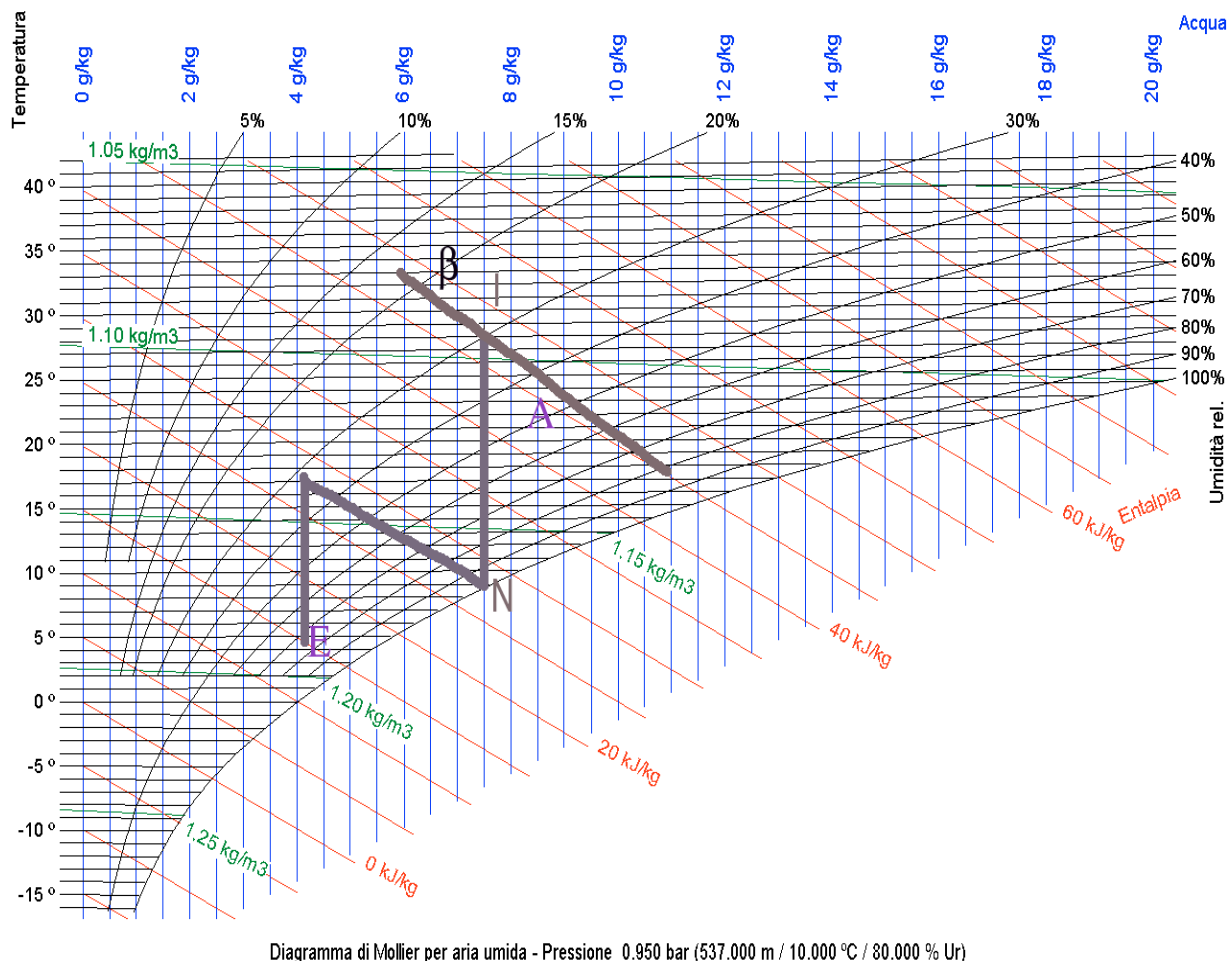



Figura 269: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale senza ricircolo

Le fasi teoriche principali da attuare nella centrale di trattamento aria sono, partendo dall'aria esterna:

- Riscaldamento fino ad un punto tale da ottenere mediante saturazione adiabatica il punto N;
- Saturazione adiabatica fino ad N;
- Post riscaldamento fino al punto di immissione I.

In Figura 269 si ha la schematizzazione di quanto detto.

13.13.2 RICIRCOLO PARZIALE NEL CONDIZIONAMENTO INVERNALE

Anche per gli impianti di condizionamento invernale si può avere il ricircolo parziale dell'aria ambiente. In alcune zone climatiche la L. 10/91 prevede che ci sia obbligatoriamente il recupero di calore fra l'aria espulsa e quella immessa negli ambienti e pertanto questa tipologia di impianto risulta particolarmente conveniente.

Anche in questo caso la portata di ricircolo è data dalla differenza fra portata termodinamica dell'aria (vedi la [345]) e l'aria di ricambio fisiologico (circa 25 m³/h per persona).

Le trasformazioni teoriche da attuare nella centrale di trattamento dell'aria sono riportate nella Figura 271. Esso ricalcano quelle già viste per il caso senza ricircolo. Il punto di partenza in centrale di trattamento è ora M e non più E e ciò comporta un notevole risparmio di energia.

In definitiva si procede come nel caso estivo calcolando inizialmente il punto di miscelazione fra aria esterna ed aria di ricircolo.

Le trasformazioni sono, in genere, quelle indicate per il caso senza ricircolo e riportate in Figura 271. In alcuni casi il punti di miscelazione M si porta in posizione tale che non è più conveniente o addirittura non necessaria la fase di saturazione adiabatica.

In questi casi basta riscaldare fini al punto I sulla *retta ambiente,* avendo cura di controllare che la temperatura corrispondente non sia troppo elevata per una immissione diretta nell'ambiente.

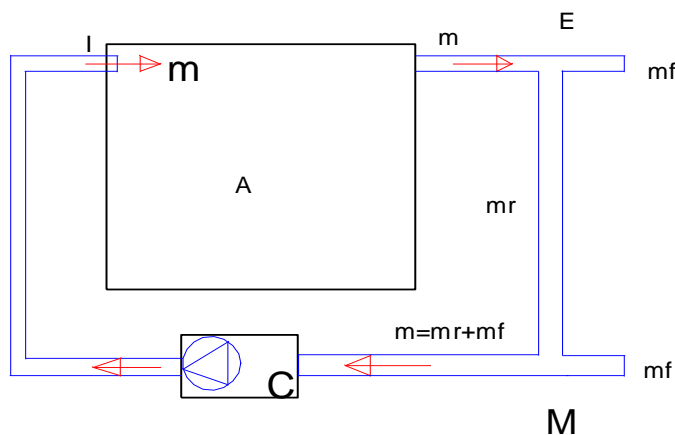



Figura 270: Schematizzazione di un impianto a tutt'aria con ricircolo

13.14 LE BATTERIE ALETTATE

Uno dei dispositivi più importanti per la climatizzazione degli edifici è la batteria alettata utilizzata nelle unità di trattamento, nei ventilconvettori e nei convettori ventilati.

Si tratta, in effetti, di normali scambiatori di calore specializzati per applicazioni termotecniche ed impiantistiche e che consentono lo scambio di calore fra un fluido (caldo o freddo dipende dal dispositivo in cui la batteria è inserita) e l'aria.

In Figura 272 si ha lo schema classico di una batteria alettata nella quale è individuato il passo delle tubazioni all'interno delle quali passa il fluido (liquido di vario genere: freon, acqua,…).

Sappiano che per uno scambiatore di calore non del tipo a flusso parallelo il flusso termico scambiato vale:

$$\dot{Q} = k_a S_a \Delta t_m \qquad [350]$$

ove k_a è la trasmittanza fra fluido interno e l'aria esterna, S_a la superficie di scambio e k_a un fattore correttivo che dipende dalla geometria dello scambiatore (flussi incrociati) e Δt_m è la differenza di temperatura media logaritmica fra le temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi di lavoro.

Diagramma di Mollier per aria umida - Pressione 0.950 bar (537.000 m / 10,000 °C / 80.000 % Ur)

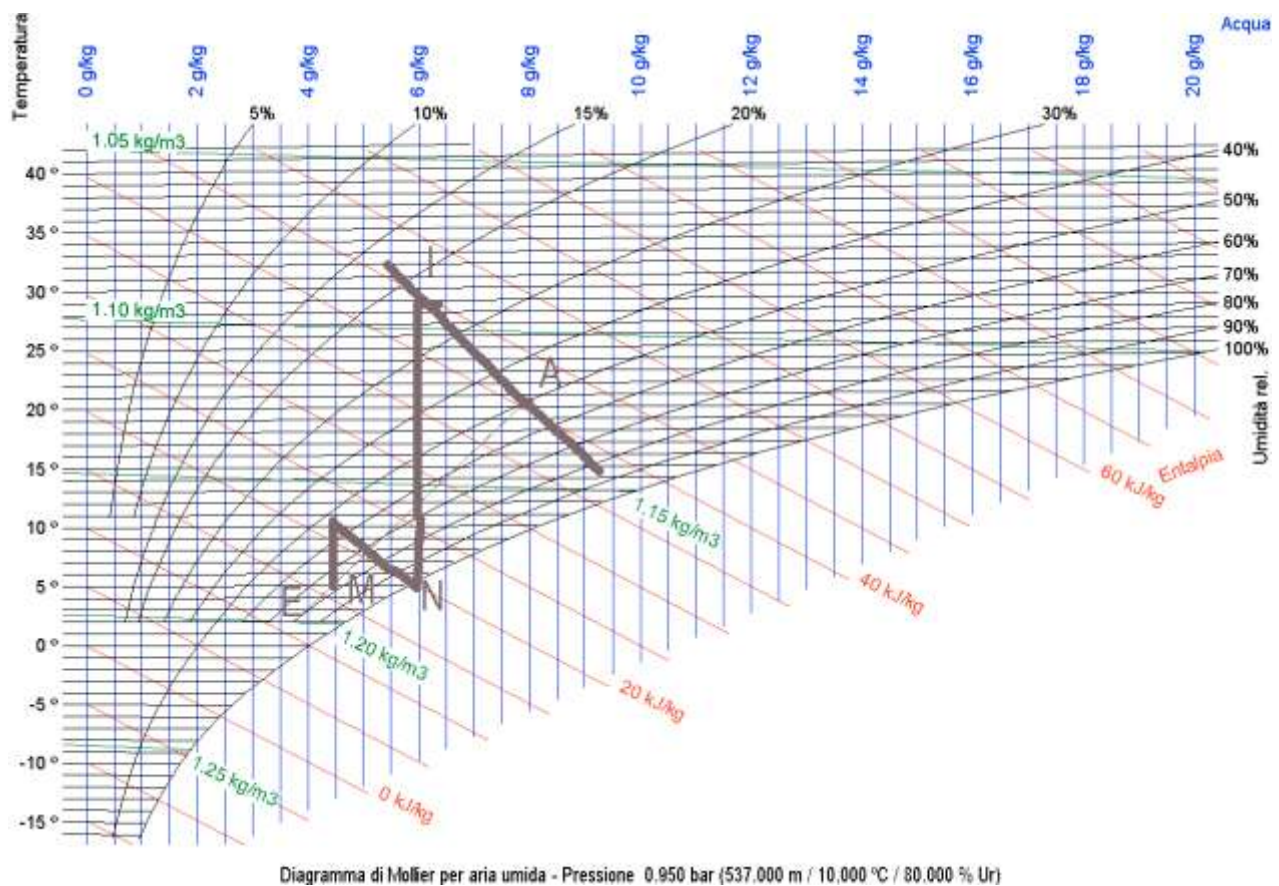



Figura 271: Trasformazioni ideali per condizionamento invernale con ricircolo

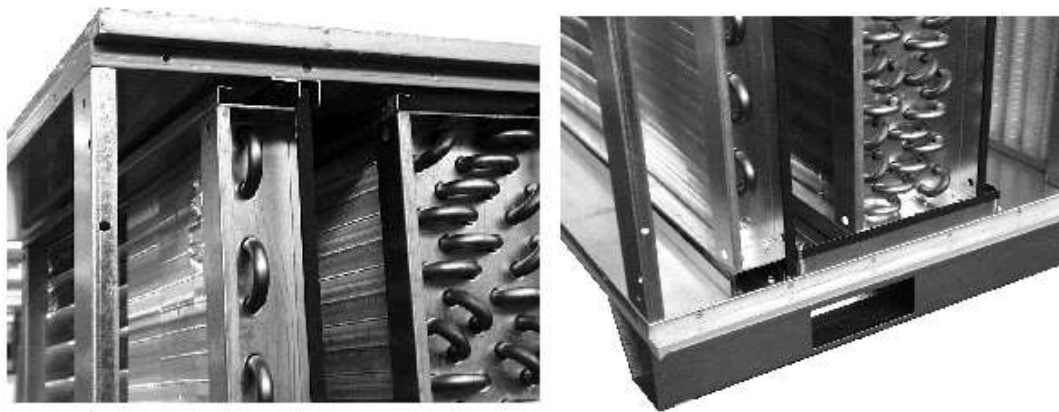



Figura 272: Schema di una batteria alettata

Nel calcolo della trasmittanza termica occorre tenere conto anche di un *fattore di sporcamento* che dipende dai fluidi utilizzati e dalla geometria. I costruttori forniscono nei loro cataloghi questi dati per una corretta progettazione.

Per la trasmittanza termica si utilizzano le relazioni già viste nella Trasmissione del calore e che qui si riportano per comodità:

- Regime laminare:

$$Nu_1 = 0.664\,\mathrm{Re}^{0.5}\,\mathrm{Pr}^{1/3} \qquad [351]$$

- Regime turbolento:

$$Nu_2 = \frac{0.037\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}}{1 + 2.443\,\mathrm{Re}^{-0.1}\left(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1\right)} \qquad [352]$$

Nel calcolo dei numeri adimensionali (*Re, Pr, Nu*) occorre tenere conto della geometria per una corretta definizione dei diametri equivalenti, come evidenziato dalla Figura 273 e dalla Figura 274. Per le batterie alettate si definisce l'*efficienza* come rapporto fra il flusso realmente scambiato rispetto a quello che potrebbe scambiare con le alette della batteria pensate alla temperatura di attacco

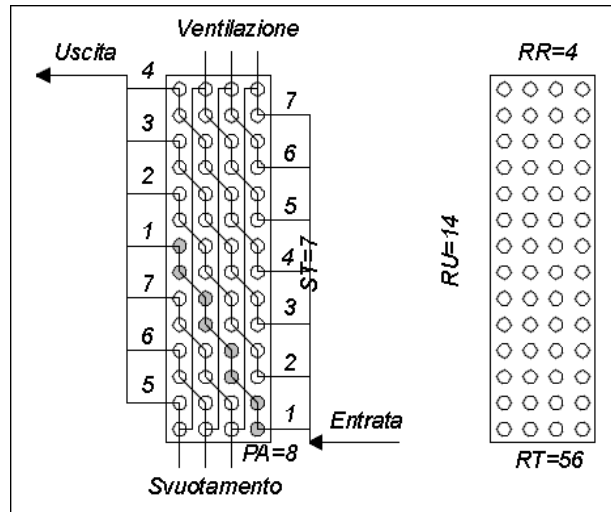



Figura 273: Passaggi del fluido interno nella batteria alettata

. Le batterie alettate possono anche essere sede di cambiamenti di fase, come avviene , ad esempio, per le batterie di espansione diretta nelle quali il freon proveniente dal gruppo moto condensante viene fatto vaporizzare a spese del calore sottratto, tramite le alette esterne, all'aria ambiente. Possiamo classificare le batterie alettate in funzione della funzione che debbono svolgere:

- Batterie per riscaldamento e/o raffreddamento sensibile;
- Batterie per umidificazione
- Batterie per deumidificazione.

Vediamo brevemente le loro caratteristiche di funzionamento e di progetto.

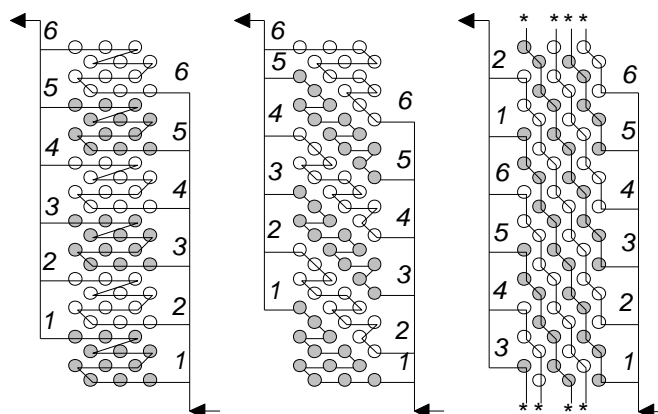



Figura 274: Tipologie di flusso nelle batterie alettate

13.15 PENDENZA DI UNA TRASFORMAZIONE E FATTORE TERMICO

In generale per una trasformazione dell'aria umida che porti questa dal punto 1 al punto 2 il calore scambiato nella batteria vale:

$$q = G_a \left(h_2 - h_1 \right) \qquad [353]$$

con G_a portata massica dell'aria secca e con h_1 e h_2 entalpie corrispondenti ai punti 1 e 2 della trasformazione ad x = *costante*. La [353] si può scrivere anche nella forma:

$$q = \underbrace{G_a c_p \left(t_2 - t_1 \right)}_{Calore\ Sensibile} + \underbrace{G_a r \left(x_2 - x_1 \right)}_{Calore\ Latente} \qquad [354]$$

ove, in aggiunta al simbolismo indicato in precedenza, si ha:

- c_p calore specifico dell'aria umida, *kJ/kg.K*;
- r calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0 °C (pari a 2501 kJ/kg);
- x umidità specifica associata nei punti 1 e 2 della trasformazione.

Nella [354] si è evidenziato il calore *sensibile* scambiato (legato alla temperatura dell'aria prima e dopo la trasformazione) e quello *latente* (legato alla variazione dell'umidità specifica x dell'aria prima e dopo la trasformazione).

Il calore specifico della miscela si può calcolare ricordando la definizione di *entalpia dell'aria umida*:

$$h = c_{pa} t + \left(r + c_{pv} t \right) x \qquad [355]$$

e allora il calore specifico della miscela è:

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial t} = c_{pa} + c_{pv} x \qquad [356]$$

Pertanto se x è trascurabile il calore specifico della miscela (aria umida) coincide con quello dell'aria secca mentre per valori elevati di x occorre apportare la correzione per il vapore acqueo contenuto. Anche per la batteria di scambio si definisce la *pendenza della trasformazione* data dal rapporto:

$$p = \frac{\Delta h}{\Delta x} \qquad [357]$$

Se indichiamo con G_v la portata di vapore scambiata e che è data dalla relazione:

$$G_v = G_a \left(x_2 - x_1 \right) \qquad [358]$$

allora la [357] si può anche scrivere nella forma:

$$p = \frac{q}{G_v} \qquad [359]$$

Questa pendenza individua una retta passante per il punto *1* e per il punto *2* che prende il nome di *retta della batteria* mutuando un concetto già descritto per la *retta ambiente*. Nel piano di *Mollier* questa retta si individua tramite le linee guida esterne all'abaco. Nel piano *ASHRAE* (che possiamo chiamare *piano t,x*) viene più convenientemente utilizzato il rapporto:

$$R = \frac{q_s}{q} \qquad [360]$$

detto *fattore termico* e pertanto, per la [354] si ha anche:

$$R = \frac{q_s}{q} = \frac{q - q_l}{q} = 1 - \frac{q_l}{q} = 1 - \frac{G_a r \Delta t}{G_a \Delta h} = 1 - \frac{r}{p} \qquad [361]$$

che lega il *fattore termico* con la *pendenza della trasformazione*. Possiamo correlare diversamente *R*:

$$R = \frac{q_s}{q} = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{1}{1 + \dfrac{q_l}{q_s}} = 1 + \frac{1}{1 + \dfrac{G_a r \Delta x}{G_a c_p \Delta t}} = 1 + \frac{1}{1 + \dfrac{r}{c_p} \dfrac{\Delta x}{\Delta t}} \qquad [362]$$

che lega *R* al rapporto $\Delta t/\Delta x$.

13.16 BATTERIE PER RISCALDAMENTO E/O RAFFREDDAMENTO SENSIBILE

Si ricorda, dallo studio dell'*Aria Umida*, che il riscaldamento dell'aria umida comporta sempre un aumento della temperatura ed una diminuzione dell'umidità relativa a pari umidità assoluta.

Il raffreddamento si mantiene ad umidità assoluta costante (quindi si ha un *raffreddamento sensibile*) solo se effettuato al di sopra del *punto di rugiada*.

In entrambi i casi qui esaminati si fa variare solamente la temperatura dell'aria e pertanto si ha uno scambio termico sensibile.

Dalla [354], per trasformazioni ad x = *costante* si ha che il calore scambiato è solo *sensibile* e quindi:

$$q = G_a c_p (t_2 - t_1) \qquad [363]$$

Dalla [356] si deduce che per i valori usuali di x nell'impiantistica negli edifici (dell'ordine di pochi grammi per kg di aria secca) $c_p \approx c_{pa}$ e pertanto si può assumere: c_p =*1.006 kJ/kg.K* nel S.I. ovvero anche c_p =*0.24 kcal/kg.°C* nel S.T.

Nella Figura 275 sono rappresentate le trasformazioni per il riscaldamento sensibile nei piano psicrometrici di *Mollier* ed *ASHRAE*.

La *pendenza della trasformazione* risulta essere pari a +∞ o a -∞ a seconda della direzione della trasformazione (positiva per un riscaldamento e negativa per un raffreddamento). Il *fattore termico* risulta pari a ±1 per i due casi indicati.

Lo scambio termico nella batteria può avvenire, sul lato aria (esterno) sia a regime laminare che turbolento, sempre in convezione forzata poiché si suppone che l'aria sia posta in movimento da una ventola.

All'interno dei tubi della batteria alettata passa il fluido (caldo o freddo a seconda dei casi) che è sempre posto in circolazione mediante una pompa.

Le resistenze termiche dal lato acqua sono molto più basse di quelle dal lato aria per effetto della minore conducibilità termica dell'aria e del coefficiente di convezione termica che si ha.

Quindi è il lato aria che condiziona il dimensionamento della batteria.

Le alettature servono, quindi, ad aumentare il flusso termico e sono poste in modo che l'aria le attraversi trasversalmente. Il dimensionamento viene effettuato con i metodi classici evidenziati ad inizio capitolo.

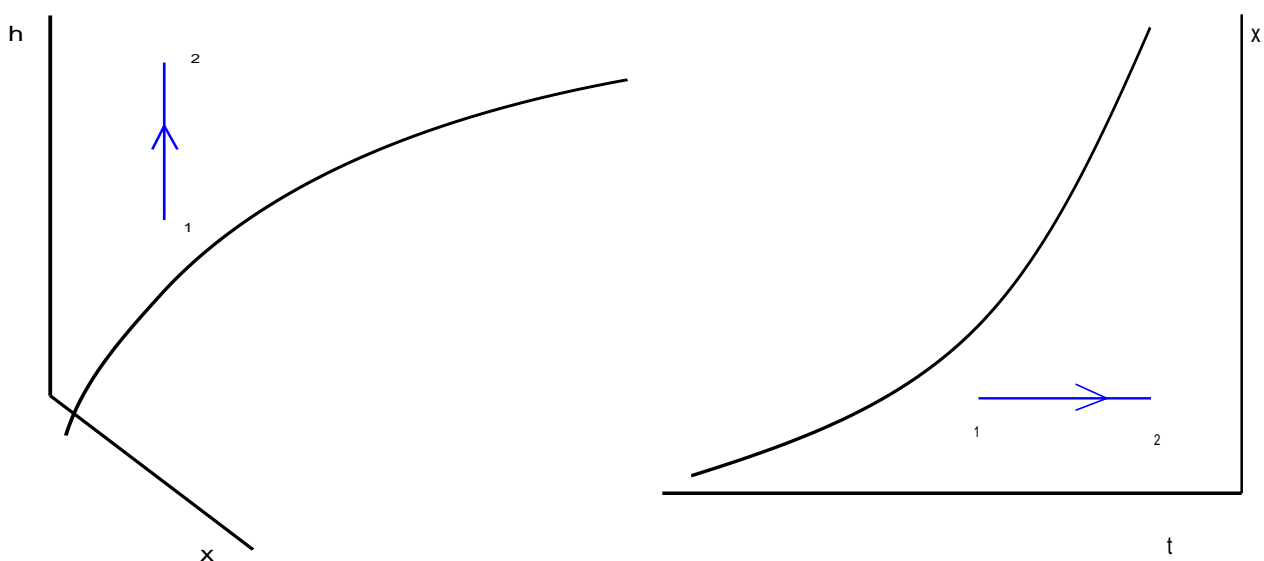



Figura 275: Riscaldamento sensibile nel piano di Mollier ed ASHRAE

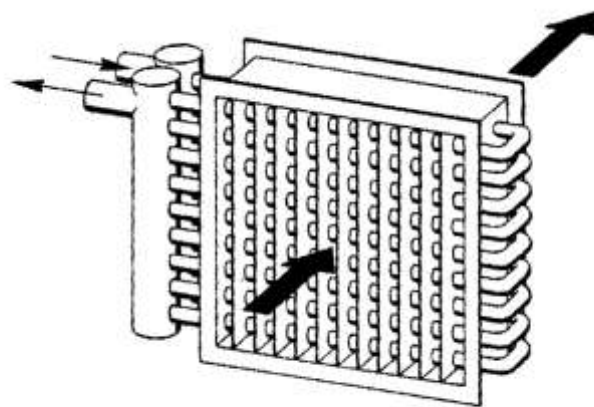



Figura 276: Schematizzazione del funzionamento della batteria alettata

13.17 BATTERIE PER UMIDIFICAZIONE

Negli impianti di condizionamento è spesso necessario deumidificare l'aria trattata, cioè occorre aumentare l'umidità specifica dal valore iniziale x_1 al valore finale x_2 (con $x_1<x_2$). Sempre con riferimento alla portata d'aria secca G_a occorre somministrare il calore *latente*:

$$q_l = G_a r\left(x_2 - x_1\right) \qquad [364]$$

ovvero occorre fornire una portata di vapore acqueo:

$$G_v = G_a\left(x_2 - x_1\right) \qquad [365]$$

Possiamo aumentare l'umidità specifica nell'aria sia spruzzando acqua che vapore. Nel primo caso l'acqua spruzzata in modo finemente suddivisa evapora per effetto della differenza della pressione parziale del vapore con quella dell'aria e quindi accresce l'umidità specifica. La portata di vapore ottenuto, G_v, vale:

$$G_v = \gamma S\left(x_s - x\right) \qquad [366]$$

ove si ha:

- γ è un *coefficiente di trasporto di massa* legato alle condizioni di scambio (interfaccia liquido-vapore);
- x_s l'umidità specifica dell'aria satura in equilibrio con il liquido;
- x l'umidità specifica dell'aria da trattare;
- S superficie di scambio all'interfaccia liquido-vapore.

Naturalmente si sta supponendo che le condizioni di evaporazione siano sufficientemente discoste[121] da quelle di ebollizione alla pressione totale dell'aria. Quest'ipotesi è ben verificata nella realtà poiché si spruzza acqua di rete ad una temperatura compresa fra 10 e 20 °C. La portata di vapore prodotta è proporzionale al prodotto a secondo membro della [366] e quindi alle condizioni di scambio (γ e S) e alla differenza di umidità specifica (x_s-x) legata alle temperature dell'acqua e dell'aria.

Supponendo che la fase di umidificazione avvenga adiabaticamente (e quindi si ritengono trascurabili le perdite di calore che avvengono attraverso l'involucro) allora il bilancio entalpico diviene:

---

[121] Si ricordi che per l'umidità specifica vale la relazione: $x_s = 0.622 \, p_{vs}/(p - p_{vs})$ e quindi per $p_{vs} << p$ si ha x_s proporzionale a p_{vs} mentre se si è vicini all'ebollizione $p_{vs} \approx p$ e quindi x_s tende all'infinito.

$$h_1 + (x_2 - x_1) h_w = h_2 \qquad [367]$$

con h_1 e h_2 entalpie dell'aria umida in entrata e in uscita dall'umidificatore adiabatico e h_w entalpia dell'acqua spruzzata.

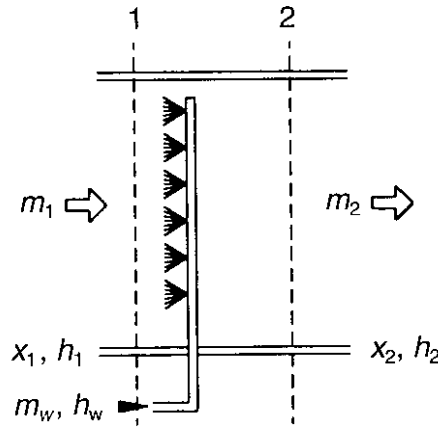



Figura 277: Schema di umidificazione adiabatica con liquido

La *pendenza della trasformazione della umidificazione adiabatica* è ancora definita, per la [357], diviene:

$$p = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{(x_2 - x_1) h_w}{x_2 - x_1} = h_w \qquad [368]$$

Il *Fattore termico dell'umidificazione adiabatica*, per la [361], diviene:

$$R = \frac{q_s}{q} = 1 - \frac{r G_a \Delta x}{G_a \Delta h} = 1 - \frac{r}{p} \qquad [369]$$

In Figura 278 si ha la rappresentazione della trasformazione nel piano psicrometrico di *Mollier* e nel piano *ASHRAE*.

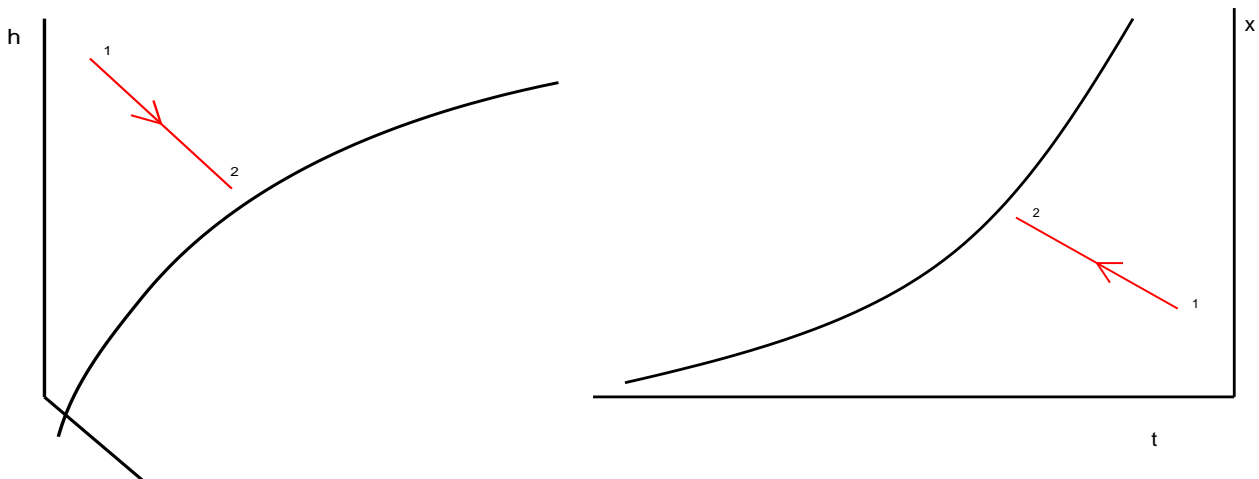



Figura 278: Umidificazione adiabatica nel piano di Mollier ed ASHRAE

Si osservi che note le condizioni iniziali, punto *1*, e l'entalpia dell'acqua di immissione h_w la [367] permette di calcolare h_2 e quindi il punto 2, nota la pendenza della trasformazione o il fattore termico.

Nel caso di spruzzo di acqua la sua entalpia vale:

$$h_w = c_l t_w \qquad [370]$$

con c_l calore specifico a pressione costante del liquido e t_w temperatura dell'acqua di immissione.

L'entalpia dell'aria umida in uscita allora differisce da quella in entrata per la quantità:

$$h_w(x_2 - x_1)$$

piccola rispetto ad h_1 (si ricordi che x è dell'ordine dei grammi di vapore per kg di aria secca).

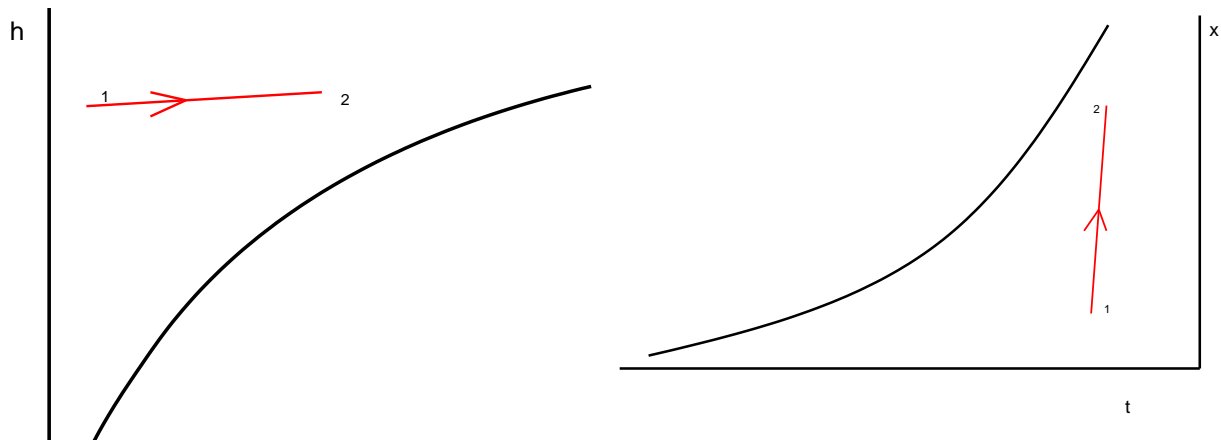



Figura 279: Umidificazione adiabatica con vapore nel piano di Mollier ed ASHARE

Ne segue che la pendenza della trasformazione vale:

$$p = c_l t_w \cong 0$$

e quindi la pendenza dell'umidificazione adiabatica è pressoché una *isoentalpica* passante per il punto iniziale *1*.

Dai diagrammi precedenti si osserva che l'umidificazione adiabatica produce sia un incremento dell'umidità specifica che una diminuzione della temperatura.

Se anziché spruzzare acqua si inietta del vapore nell'aria da umidificare allora si può ritenere che il vapore iniettato sia immediatamente ricevuta dall'aria sotto forma di umidità specifica e che praticamente la trasformazione sia a temperatura dell'aria umida costante[122].

Nella Figura 279 si hanno le rappresentazioni dell'umidificazione adiabatica a vapore sia nel piano di *Mollier* che in quello *ASHARE*.

Si osservi come le trasformazioni siano ora assimilate alle isoterme e non più alle isoentalpiche.

L'umidificazione a vapore presenta il vantaggio di una migliore regolazione rispetto a quella ad aria, una maggiore asetticità.

L'umidificazione con acqua ha una maggiore difficoltà di controllo nelle unità di trattamento aria e pertanto si preferisce cercare di saturare del tutto l'aria e controllare le condizioni di uscita mediante una batteria di riscaldamento (calore sensibile) che fa decrescere l'umidità specifica.

13.17.1 EFFICIENZA DI SATURAZIONE

Si definisce *efficienza di saturazione* il rapporto:

$$\eta_s = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_b} \qquad [371]$$

ove t_b è la *temperatura di saturazione adiabatica* data dall'intersezione della isoentalpica passante per *1* ed intersecante la curva $\varphi=100\%$.

Questo fattore ci fornisce l'indicazione di quanto la trasformazione di umidificazione si allontana dalla completa saturazione adiabatica. Esso è fornito dai costruttori degli umidificatori e può variare dal 90 al 94%.

---

[122] In realtà occorre tenere conto dell'incremento della temperatura per effetto dell'entalpia del vapore (determinabile dal diagramma entropico *h-s* dell'acqua) ma questo incremento è in genere piccolo e quindi si può ritenere che l'iniezione di vapore faccia variare solo l'umidità specifica.

13.18 BATTERIE ALETTATE PER LA DEUMIDIFICAZIONE

Quando si vuole togliere umidità specifica all'aria umida occorre effettuare una serie di operazioni più complesse (ed onerose) di quelle sopra viste dell'umidificazione adiabatica.

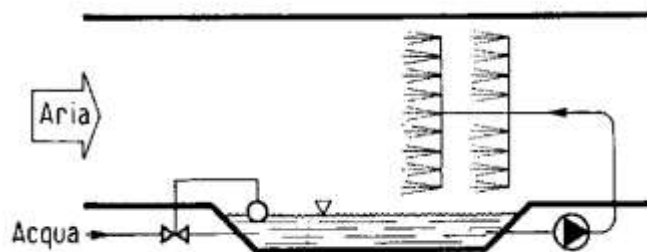



Figura 280: Schema impiantistico di un umidificatore adiabatico con spruzzi d'acqua

13.18.1 DEUMIDIFICATORE AD ASSORBIMENTO IGROSCOPICO

Un modo semplice e diretto può essere quello di mettere l'aria da deumidificare a contatto con sostanze *igroscopiche* e cioè capaci di assorbire l'umidità. Sono igroscopiche il *gel di silice* o anche l'*allumina* (solidi) o il *cloruro di litio* (liquido). I processi di adsorbimento dell'umidità specifica portano a saturazione gli assorbitori che quindi debbono essere rigenerati mediante riscaldamento.

Ne deriva che l'assorbimento igroscopico spesso richiede processi non continui o sistemi a masse rotanti con fase di riscaldamento intermedia. Se si assume che una massa m_a di aria venga deumidificata mediante contatto da una massa m_g di sostanze igroscopiche, supponendo per semplicità che il processo sia adiabatico, si può scrivere il bilancio energetico:

$$m_a h_1 + m_g h_{g1} = m_a h_2 + \left[m_g + m_a \left(x_2 - x_1 \right) \right] h_{g2} \qquad [372]$$

ove si ha il simbolismo:

- h_1, h_2 entalpia dell'aria umida in ingresso e in uscita dal deumidificatore;
- h_{g1}, h_{g2} entalpia iniziale e finale della massa igroscopica;
- x_1, x_2 umidità specifica dell'aria umida prima e dopo il trattamento.

Poiché la massa di vapore assorbito e la variazione di entalpia della sostanza igroscopica sono piccole anche in questo caso si può ritenere che la trasformazione sia quasi *isoentalpica*. Un deumidificatore igroscopico è rappresentato in Figura 281 per funzionamento continuo. Si tratta di un tamburo rotante nel quale la massa igroscopica è posta alternativamente a contatto con l'aria da deumidificare e con aria calda secca per la fase di rigenerazione durante la quale viene ceduta l'umidità assorbita ripristinando la funzione igroscopica originaria.

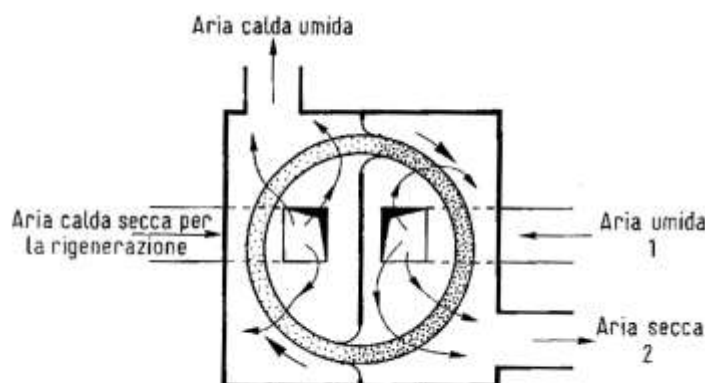



Figura 281: Schema di funzionamento di un deumidificatore igroscopico continuo

13.18.2 DEUMIDIFICATORI A BATTERIE ALETTATE A SATURAZIONE

Si tratta del tipo di deumidificatori più utilizzati, soprattutto nel campo della climatizzazione, e consistono in batterie alettate nelle quali un fluido freddo porta l'aria umida (che fluisce esternamente) in condizioni al di sotto del punto di *rugiada* e quindi facendo condensare il vapore in eccesso.

La batteria alettata è ancora del tipo di Figura 276 ma in questo caso alla base si deve avere una vasca di raccolta della condensa ed un sistema di scarico.

Il processo di deumidificazione avviene per variazioni successive delle condizioni igrometriche dell'aria, come mostrato nella Figura 282: dalla temperatura iniziale t_1 si passa ad una temperatura t_{21} nella quale inizia il distacco dal raffreddamento ad x costante per assumere un andamento curvilineo che tende ad un punto di tangenza t_s la cui determinazione è importante e verrà calcolato nel prosieguo.

Analizziamo la trasformazione assumendo che la portata di aria umida G_a nelle condizioni iniziali h_1 e x_1 si porti a contatto con la superficie esterna della batteria che è raffreddata ad una temperatura t_s inferiore alla temperatura di *rugiada* t_r.

Parte del vapore in eccesso condensa sulla superficie stessa e possiamo immaginare su questa una situazione del tipo indicata in Figura 283.

In un volume di controllo abbiamo che entra la portata G_a di aria umida che è posta a contatto con una superficie dS di batteria alla temperatura t_s. L'aria passa dalle condizioni x, t, h alle condizioni di uscita $x+dx$, $t+dt$, $h+dh$.

Il vapore condensato (si suppone condensazione a film) scorre lungo la superficie della batteria e pertanto la portata di vapore passa dal valore iniziale G_v al valore $G_v + dG_v$ con la medesima temperatura della superficie dell'alettatura, t_s. Il bilancio del vapore acqueo ci dice che:

$$dG_v = -G_a dx \qquad [373]$$

mentre il bilancio di energia fra le sezioni di ingresso e di uscita fornisce:

$$dq = -G_a dh - dG_v c_l t_s \qquad [374]$$

con dq positivo se uscente (cioè ceduto dall'acqua alla superficie) che è il flusso di calore scambiato attraverso la superficie di contatto della batteria, dS , e ancora c_l è il calore specifico a pressione costante del condensato.

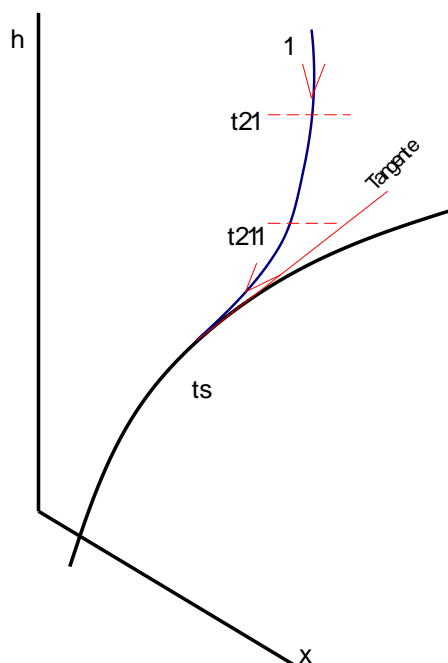



Figura 282: Andamento della fase di raffreddamento con deumidificazione

Nella precedente equazione la variazione di entalpia del condensato è di fatto trascurabile e quindi essa può semplificarsi nella:

$$dq = -G_a dh \qquad [375]$$

L'aria a contatto con la superficie della batteria a temperatura $t_s < t_R$ (temperatura di rugiada) e dovendo essere in equilibrio con il liquido condensato si trova in condizioni di saturazione, come illustrato nella Figura 284 nel piano di *Mollier* e *ASHRAE*.

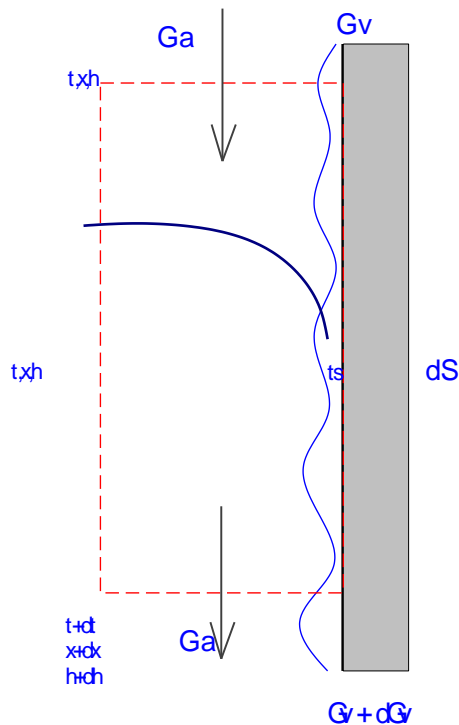



Figura 283: Bilancio di massa per il processo di deumidificazione

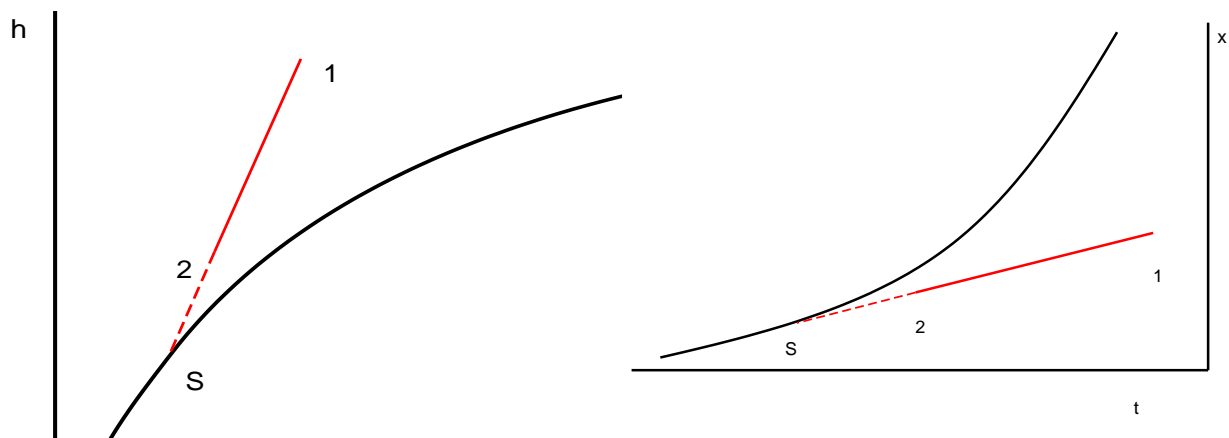



Figura 284: Deumidificazione nel piano di Mollier ed ASHRAE

In corrispondenza della superficie *dS* si ha un flusso convettivo (e quindi di tipo *sensibile*) dato dalla relazione:

$$q_s = hdS\left(t - t_s\right) \qquad [376]$$

con h coefficiente di convezione termica da calcolare opportunamente. Il vapore condensato sulla dS si sposta secondo le leggi del trasporto di massa (*Legge di Fick*) e si può scrivere, in analogia alla convezione termica, la relazione:

$$dG_v = D\,dS\left(x - x_s\right) \qquad [377]$$

con D coefficiente di trasporto di massa. La condensazione di vapore è associata ad un flusso termico *latente* che possiamo scrivere pari a:

$$dq_l = dG_v r \qquad [378]$$

con r calore latente di condensazione dell'acqua (r=*2501 kJ/kg*).

Il flusso termico totale scambiato dalla superficie dS vale, per le precedenti relazioni:

$$dq = dq_s + dq_l = \left[h\left(t - t_s\right) + D\left(x - x_s\right)r\right]dS \qquad [379]$$

Possiamo riscrivere questa relazione, moltiplicando e dividendo per c_p calore specifico dell'aria umida, nella forma:

$$dq = \frac{h}{c_p}\left[c_p\left(t - t_s\right) + \frac{c_p D}{h}\left(x - x_s\right)r\right]dS \qquad [380]$$

In questo modo si è evidenziato il gruppo adimensionale:

$$Le = \frac{h}{c_p D} \qquad [381]$$

detto *Numero di Lewis* che riveste grande importanza nei fenomeni di trasporto e rappresenta il rapporto fra fenomeni convettivi (rappresentati da h) e diffusivi (rappresentati da c_pD). Nel caso di scambi fra aria umida e la superficie fredda delle batterie alettate in regime turbolento si può ritenere $Le \approx 1$ e quindi la [380] diviene:

$$dq = \frac{h}{c_p}\left[c_p\left(t - t_s\right) + \left(x - x_s\right)r\right]dS \qquad [382]$$

Poiché l'entalpia dell'aria umida vale:

$$h = c_{pa}t + \left(r + c_{pv}t\right)x \qquad [383]$$

e il calore specifico dell'aria umida vale ($c_p = dh/dt$):

$$c_p = c_{pa} + c_{pv}x \qquad [384]$$

si può riscrivere la [382] nella forma:

$$dq = \frac{h}{c_p}\left(h - h_s\right)dS \qquad [385]$$

Se ora dividiamo membro a membro la [375] e la [373] si ha:

$$\frac{dq}{dG_v} = \frac{dh}{dx}$$

che per la [385] e la [377] possiamo scrivere:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{h}{Dc_p}\frac{h - h_s}{x - x_s} \qquad [386]$$

Ricordando che $Le \approx 1$ e integrando fra le condizioni iniziali e finali si ottiene:

$$\int_1^2 \frac{dh}{h-h_s} = \int_1^2 \frac{dx}{x-x_s}$$

che fornisce:

$$\frac{h_2-h_s}{h_1-h_s} = \frac{x_2-x_s}{x_1-x_s} \qquad [387]$$

Ne segue, sempre con le approssimazioni fatte confermate dalle osservazioni sperimentali, che i punti *1* e *2* stanno sulla stessa retta che contiene il punto *S*. Pertanto congiungendo il punto iniziale, *1*, con il punto *S* si ha il *luogo geometrico* nel quale si deve trovare il punto finale *2*. Dalla Figura 284 si può osservare che il punto *2* è più o meno lontano dal punto *S* a seconda dei valori dei coefficienti convettivi *h* (nonché dall'estensione della superficie di scambio termico). Nelle applicazioni impiantistiche la [387] viene applicata raramente, tranne nei calcoli diretti alla progettazione delle batterie alettate, e si preferisce introdurre un nuovo parametro detto *fattore di by pass*, indicato con l'acronimo inglese *BPF*.

Esso rappresenta il rapporto fra la frazione di aria che non subisce il processo di deumidificazione (segmento $\overline{2S}$) rispetto alla frazione che invece lo subisce (segmento $\overline{1S}$) e pertanto vale:

$$BPF = \frac{\overline{2S}}{\overline{1S}} \qquad [388]$$

La schematizzazione di funzionamento della batteria alettata è data in Figura 285 dove si ipotizza che una parte del flusso d'aria non lambisce le alette ($BPF*G_a$) mentre la restante parte ($(1\text{-}BPF)*G_a$) la lambisce.

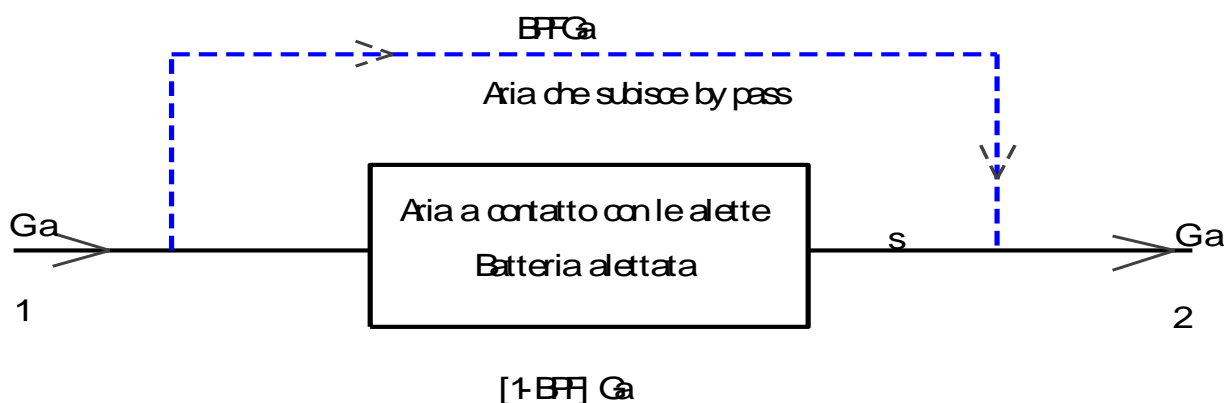



Figura 285: Schema ideale del raffreddamento con deumidificazione

Il *fattore di by pass* è fornito dai vari costruttori per le batterie commerciali. Esso dipende dal *numero dei ranghi*, cioè dal numero di passaggi del fluido nella batteria, con il quale sono costruite le batterie: al crescere di tale numero si ha un BPF minore perché l'aria ha maggiore possibilità di lambire una aletta fredda.

Viceversa, al diminuire del numero dei ranghi (e quindi anche del costo della batteria) si ha BPF maggiore. In mancanza di dati dei costruttori si può utilizzare la relazione:

$$BPF = 0.67^n \qquad [389]$$

con *n* numero dei ranghi.

n =	B(n) =
1	0.64
2	0.41
3	0.262
4	0.168
5	0.107
6	0.069
7	0.044
8	0.028
9	0.018
10	0.012
11	$7.379 \cdot 10^{-3}$
12	$4.722 \cdot 10^{-3}$
13	$3.022 \cdot 10^{-3}$
14	$1.934 \cdot 10^{-3}$
15	$1.238 \cdot 10^{-3}$
16	$7.923 \cdot 10^{-4}$

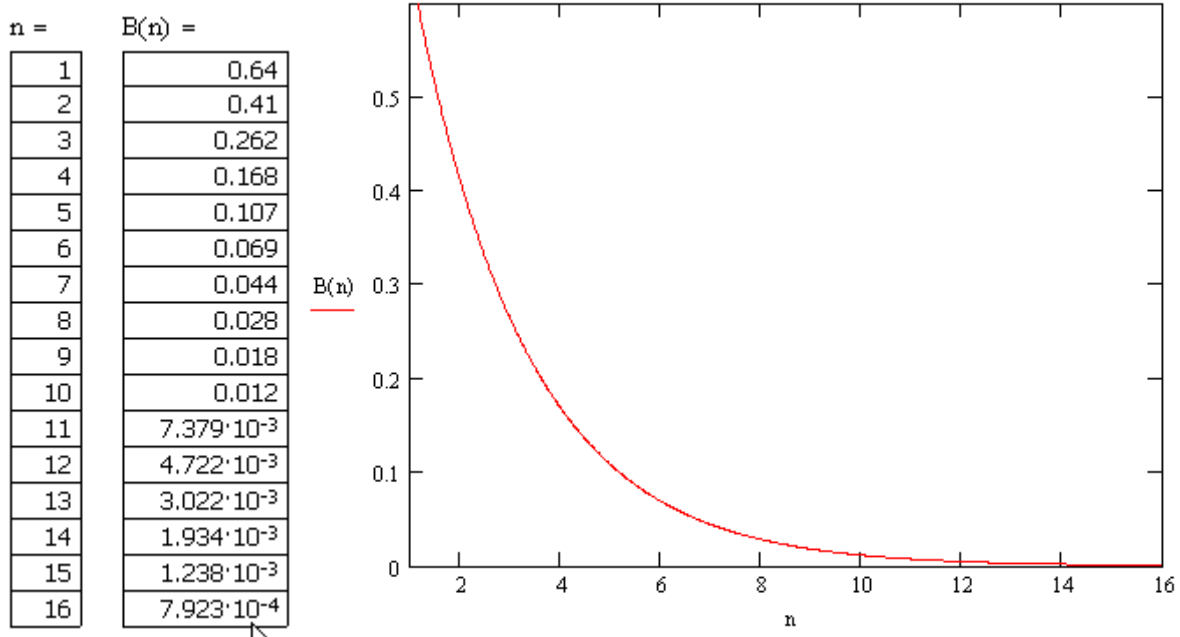



Figura 286: Andamento del BPF al variare del numero di ranghi n

Valore usuali per batterie a 3 ranghi portano ad avere *BPF=0.262* mentre per batterie a quattro o più ranghi (*di solito non standard e quindi non facilmente reperibili a magazzino*) hanno valori di 0.168 ÷ 0.05.

Si tenga presente che il costo delle batterie dipende fortemente dal numero dei ranghi e che di norma le batterie standard sono a tre ranghi mentre quelle a più ranghi sono sempre costruite su ordinazione. Geometricamente, assunto BPF =0.2, il punto di miscelazione si trova ad una distanza pari al 20% del segmento 1S partendo da S, ovvero ad una distanza dell'80% di 1S partendo da 1, per la nota regola della leva nella media baricentrica. Il punto S dipende dalla temperatura media delle alette della batteria e quindi dalla temperatura dell'acqua di alimentazione della batteria stessa. Di solito si hanno i seguenti valori: t_i = 7 °C e t_u = 12 °C. Il valore medio è, quindi, 9°C e il punto S si troverà al di sopra dell'isoterma pari a 9 °C.

Per la trasformazione di deumidificazione 12 è possibile valutare separatamente gli scambi di calore sensibile e latente e pertanto è possibile definire sia la *pendenza* della trasformazione che il *fattore termico*, così come detto in precedenza. La retta 12S è detta *retta della batteria*. Occorre distinguere due fasi di progetto.

Il fattore di by-pass di una batteria alettata dipende dalla geometria della batteria e dalla velocità dell'aria trattata. I parametri geometrici da cui il bpf dipende sono:

- Passo trasversale St (è la distanza tra due tubi adiacenti di uno stesso rango)
- Passo longitudinale Sl (è la distanza tra due ranghi adiacenti)
- Numero di alette per pollice
- Numero di ranghi

Per determinare il fattore di by-pass è possibile fare uso del diagramma seguente, relativo ad una batteria a tubi sfalsati di geometria 25x19 (St=25mm; Sl=19mm):

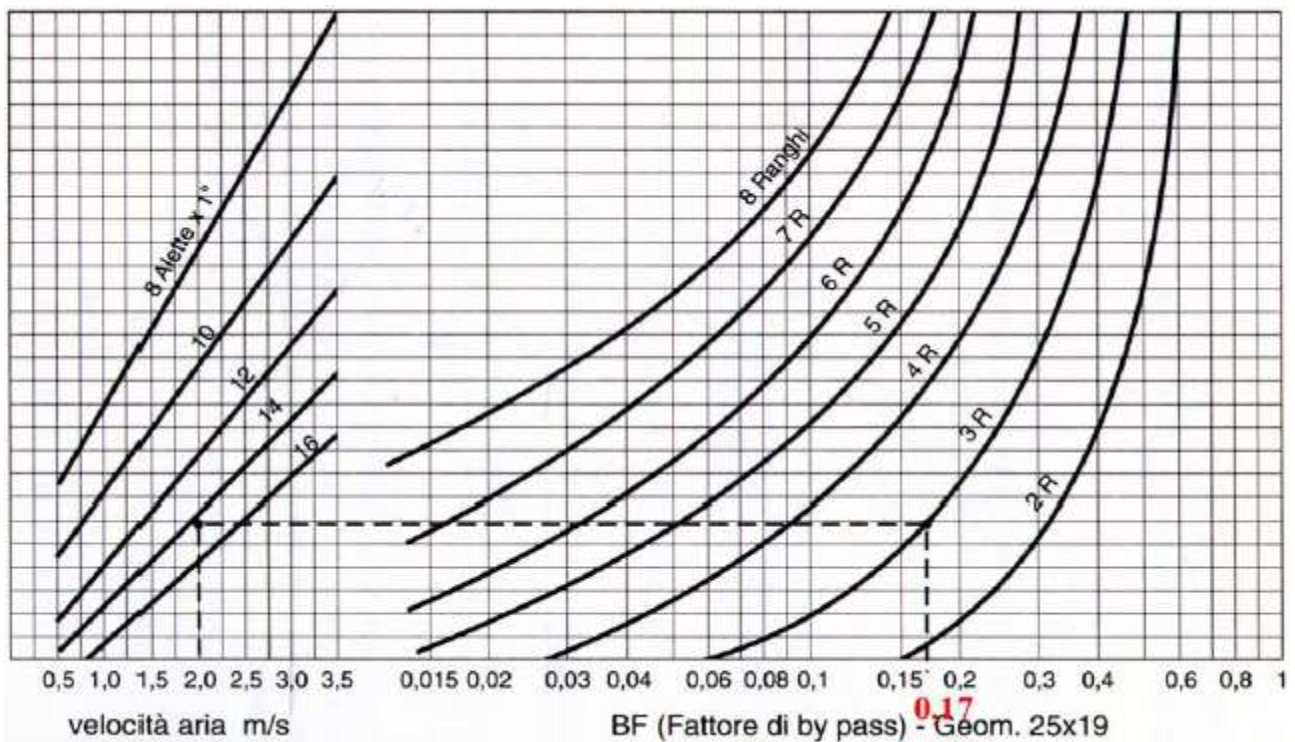



Figura 287: Calcolo del fattore di by pass per una batteria

E' nota la temperatura media del refrigerante e si deve determinare t_s

Se si desidera progettare una centrale di trattamento dell'aria allora si dovranno utilizzare batterie di scambio già costruite modularmente dalle varie Case produttrici. In funzione della temperatura media dell'acqua di refrigerazione che circola all'interno della batteria alettata e del punto iniziale *1* si può subito tracciare la retta (se esiste!) che da *1* risulti tangente alla φ=100% e su questa retta si può individuare il punto *2* finale noto il *BPF* fornito dal Costruttore per la batteria selezionata.

Si osservi che la t_s come sopra individuata deve essere congruente con il flusso termico scambiato:

$$q = G_a\left(h_2 - h_1\right) \qquad [390]$$

in caso contrario occorre modificare la scelta. Di solito si procede per tentativi.

E' nota la temperatura t_s e si deve determinare la temperatura del refrigerante

Sono note le condizioni iniziali e finali (1 e 2) e si deve determinare la temperatura di alimento della batteria. Sul diagramma psicrometrico si traccia la retta 12 fino all'intersezione con la curva di saturazione. In questo caso è fondamentale conoscere il BPF fornito dal costruttore e quindi, individuato t_s si determina la temperatura del refrigerante:

$$q = G_a\left(h_2 - h_1\right) = \dot{m}_w c_w\left(t_i - t_u\right) \qquad [391]$$

ove il pedice *w* si riferisce all'acqua refrigerata di alimento della batteria e con $\dot{m}$ si è indicata la portata di massa.

13.19 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO

I diagrammi psicrometrici relativi ai cicli di condizionamento visti in precedenza consentono il calcolo immediato delle potenzialità delle batterie di riscaldamento e di raffreddamento. Nota, infatti, la portata dell'aria secca dalla relazione [345], per ciascun componente dell'unità di trattamento aria si determina la potenzialità moltiplicandone il valore per la differenza di entalpia relativa alla fase considerata. Così, ad esempio, per il caso di Figura 266 la batteria fredda avrà una potenzialità pari a:

$$Q_{BF} = \dot{m}\left(h_E - h_S\right) \qquad [392]$$

mentre la batteria di riscaldamento avrà potenzialità:

$$Q_{BC} = \dot{m}\left(h_I - h_S\right) \qquad [393]$$

Analogamente si procede per tutti gli altri casi esaminati. E' opportuno porre attenzione ai punti indicati nelle figure sopra viste perché ad essi corrispondono trasformazioni termofisiche dell'aria umida da attuare mediante componenti interni alle centrali di trattamento dell'aria.

In Figura 288 si ha uno schema di centrale di trattamento dell'aria con ricircolo parziale nella quale sono anche evidenziati gli organi di controllo elettronico necessari per il corretto funzionamento degli impianti termici. Si ricordi che le condizioni stazionarie sono solo fittizie e servono per il calcolo dei carichi termici nelle condizioni esterne peggiori.

Nella realtà tutto cambia durante la giornata, dalla radiazione solare (alba, mezzogiorno, tramonto) alla temperatura dell'aria esterna ed infine all'umidità.

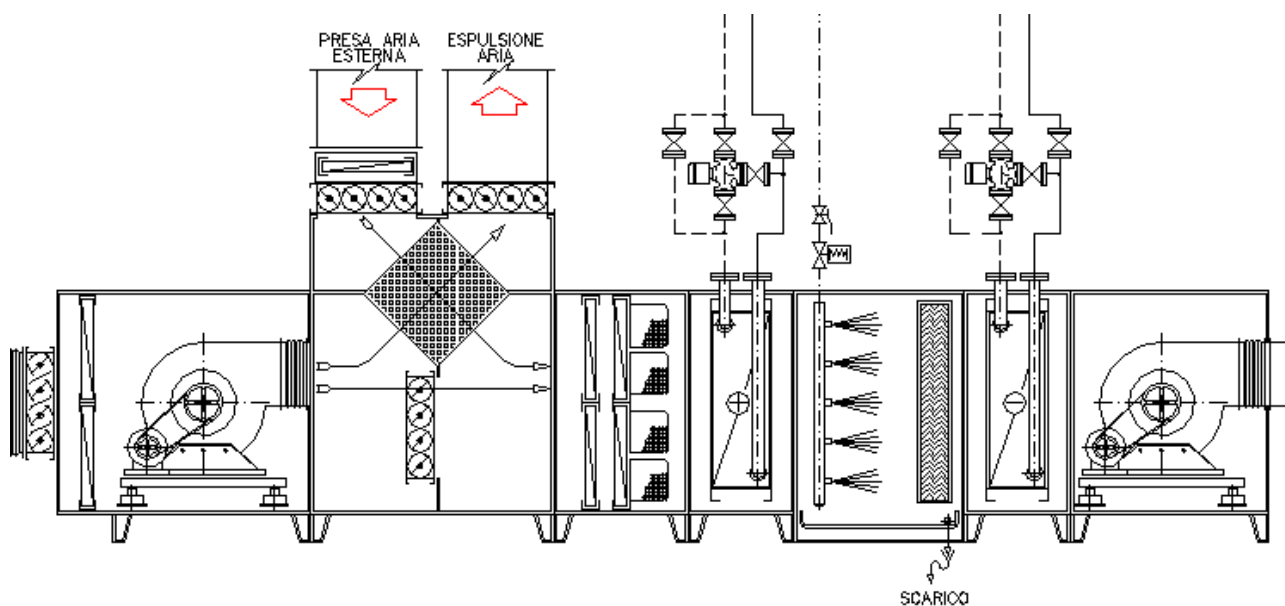



Figura 288: Centrale di Trattamento Aria con ricircolo e recuperatore di calore

Nello schema sono anche riportati gli organi di regolazione della centrale termica ed i sensori di controllo di temperatura, pressione ed umidità relativa. Della regolazione si parlerà nel prosieguo del presente volume.

13.20 PROCESSO REALE DI RAFFREDDAMENTO E DEUMIDIFICAZIONE

Nei diagrammi precedenti si sono indicate trasformazioni ideali nella quali l'aria veniva raffreddata senza deumidificazione fino al punto di rugiada e poi deumidificata, lungo la curva φ=100%, fino al punto iniziale di postriscaldamento (vedi Figura 266).

Nella realtà le trasformazioni di raffreddamento e deumidificazione dell'aria avvengono contemporaneamente all'interno della batteria fredda, come indicato nei precedenti paragrafi. Si è dimostrato che la trasformazione suddetta equivale, in buona approssimazione, ad una miscelazione adiabatica di due correnti d'aria, una a temperatura iniziale (*esterna o di miscelazione a seconda se il ciclo è senza ricircolo o con ricircolo*) ed una nelle condizioni equivalenti al punto S ottenuto dall'intersezione della tangente alla φ=100% dal punto iniziale con la stessa φ=100%, vedi Figura 285.

Il ciclo estivo senza ricircolo d'aria è rappresentato per le trasformazioni reali nel piano di Mollier in Figura 289. Si osservi come il punto di immissione I è anche il punto di intersezione fra la *retta ambiente* e la *retta della batteria*. Quando non si può fare in modo che questa intersezione avvenga allora occorre anche post riscaldare l'aria in uscita dalla batteria fredda, come indicato in Figura 291.

Si osservi che il punto K rappresenta l'uscita della batteria fredda e la trasformazione KI è il postriscaldamento sopra indicato.

Rappresentazioni analoghe si possono fare con il diagramma ASHRAE, come indicato in Figura 297 per il caso di ciclo estivo senza ricircolo e in Figura 298 per il ciclo estivo senza ricircolo ma con postriscaldamento.

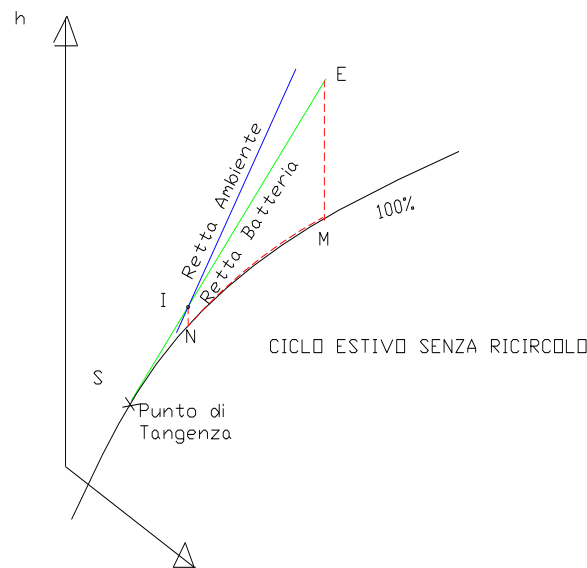



Figura 289: Rappresentazione del ciclo estivo senza ricircolo

Nella Figura 290 seguente si ha la rappresentazione di un ciclo di condizionamento reale ottenuta con un programma di calcolo elettronico (*CAD Termotecnici*) fra i vari esistenti in commercio. Si osservi come la temperatura limite t_S sia di 10 °C che rappresenta anche la temperatura minima raggiungibile con le batterie fredde alimentate con acqua refrigerata entrante a 7° ed uscente a 12 °C.

Come già detto a proposito delle batterie alettate per il raffreddamento con condensazione, la scelta del punto di tangenza non sempre è possibile. Ciò si verifica quando si deve far fronte ad un elevato carico *latente*: la *retta ambiente*, infatti, si presenta molto inclinata tendendo a divenire orizzontale e quindi rendendo impossibile tracciate la tangente alla φ=100% con valori accettabili della temperatura di condensazione.

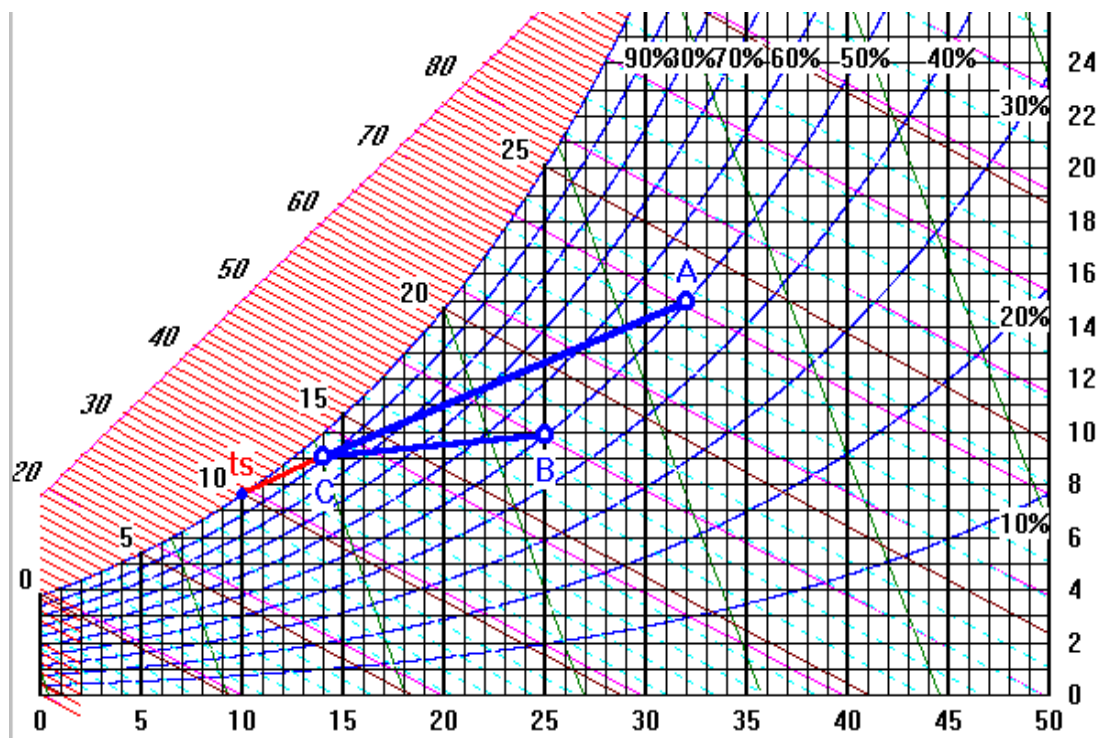



Figura 290: Ciclo estivo con deumidificazione nel piano ASHRAE

In genere i criteri di progetto sono essenzialmente due:

Si sceglie prima il BPF

Si assume il BPF (cioè si sceglie prima il tipo di batteria alettata) e si verifica se le rette ambiente e di batteria si intersecano in corrispondenza di un punto di immissione *I* compatibile con il BPF scelto in caso contrario occorre un postriscaldamento.

Si sceglie il punto di immissione I

In questo caso si traccia una retta di batteria di tentativo e si determina il fattore di *by pass* corrispondente al punto di intersezione con la retta ambiente (punto I scelto).

Infine si verifica la compatibilità del BPF calcolato con le tipologie di batterie commerciali.

13.20.1 METODOLOGIE DI PROGETTO PER IL CASO ESTIVO

Si riepilogano di seguito i metodi usati di progetto per il condizionamento estivo classificandoli in modo metodologico per maggiore chiarezza.

La retta ambiente non interseca la φ=100%: Caso A

Sono assegnati il BPF e il punto J (cioè la temperatura media dell'acqua fredda di alimentazione).

Sulla retta JM (con M punto di miscelazione dovuto al ricircolo) si determina F in modo che sia rispettato il BPF assegnato e cioè tale che sia, vedi Figura 292:

$$\frac{FJ}{MJ} = BPF$$

Dal punto J si spicca il segmento verticale fino ad intersecare la retta ambiente in I.

Si verifica che la temperatura t_I sia compatibile con le scelte progettuale in caso contrario occorre ripetere il procedimento variando il BPF, cioè cambiando il tipo di batteria.

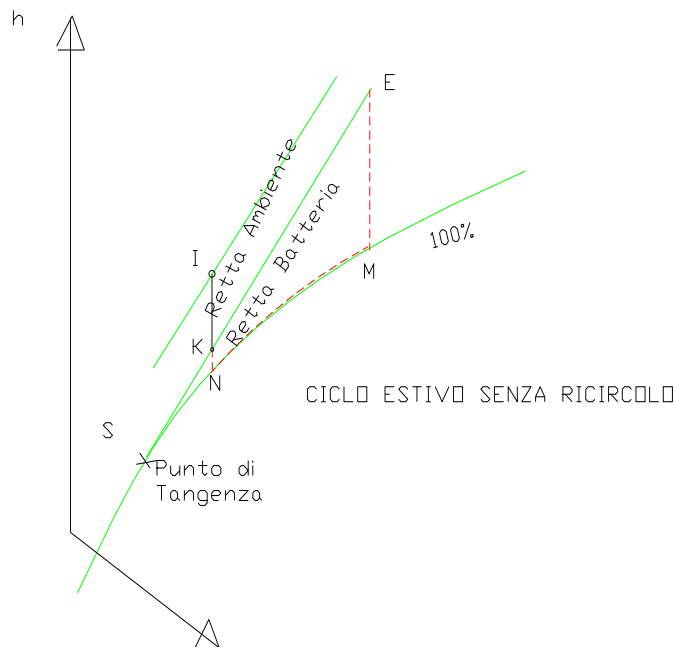



Figura 291: Ciclo estivo senza ricircolo con postriscaldamento

La retta ambiente non interseca la φ=100%: Caso B

E' assegnata la temperatura del punto di immissione I e quella limite di saturazione J, vedi Figura 293, per cui si determina il punto F tracciando la verticale per I fino alla retta della batteria MJ. Noto il punto F si verifica che sia rispettato il BPF assegnato o si sceglie il numero dei ranghi della batteria in modo da soddisfare questo valore.

La retta ambiente interseca la φ=100%: il punto J cade a destra della retta ambiente

In questo caso si hanno due possibilità: sono assegnato BPF e J e si determina I oppure sono assegnati t_I e J e si determina F e si verifica il BPF. Il procedimento è riportato in Figura 294.

La retta ambiente interseca la φ=100%: il punto J cade a sinistra della retta ambiente

E' il caso rappresentato in Figura 295. Si possono avere due casi: nel primo sono dati BPF e quindi si determinano F, J congruenti con BPF e quindi I; nel secondo caso è dato I e quindi si determina il BPF verificando le congruenze con J e F.

Criterio generalizzato di progetto: post riscaldamento a miscela

Oltre ai criteri dianzi esposti e qualora questi non possano essere soddisfatti si può utilizzare il seguente criterio generalizzato. Siano dati: t_I, BPF, Q_T, $\dot{m}_e$, M, vedi Figura 296, allora si determinano, anche graficamente, il punti F e J in modo che risulti rispettato il BPF assegnato. Successivamente si determina la portata termodinamica totale per l'impianto che è data dalla:

$$\dot{m} = \frac{Q_T}{h_A - h_I}$$

Imponiamo che la temperatura del punti I sia data dalla miscela di una aliquota $\Delta\dot{m}$ di aria di espulsione nelle condizioni del punto A e della aliquota $\dot{m} - \Delta\dot{m}$ trattata nella batteria alettata nelle condizioni del punto F. Si ha la relazione di miscelazione adiabatica:

$$t_I = \frac{t_A \Delta\dot{m} + t_F\left(\dot{m} - \Delta\dot{m}\right)}{\dot{m}}$$

Da questa, essendo t_I nota si determina la portata $\Delta\dot{m}$ necessaria:

$$\Delta\dot{m} = \dot{m}\frac{t_I - t_F}{t_A - t_F}$$

Si effettuato poi le verifiche di congruenza per t_J e per il punto di miscelazione M.

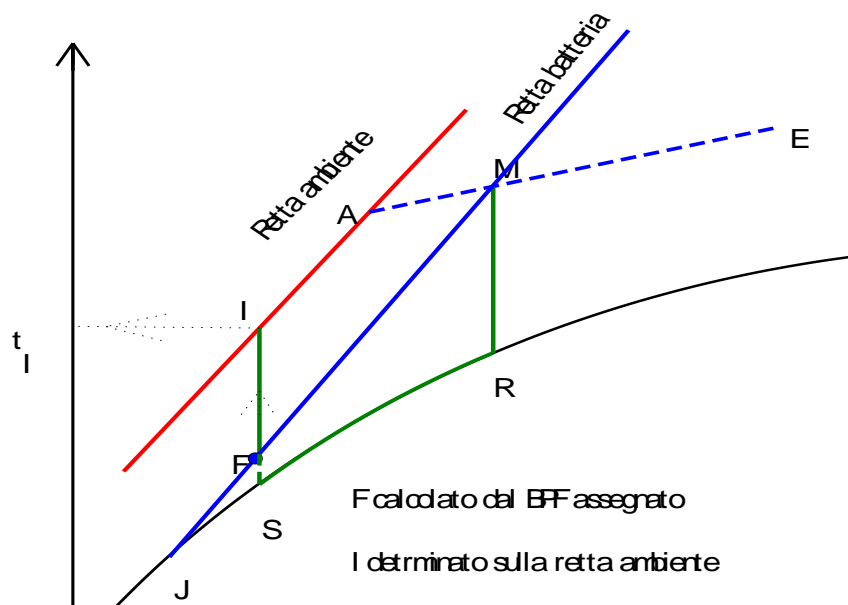



Figura 292: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso A

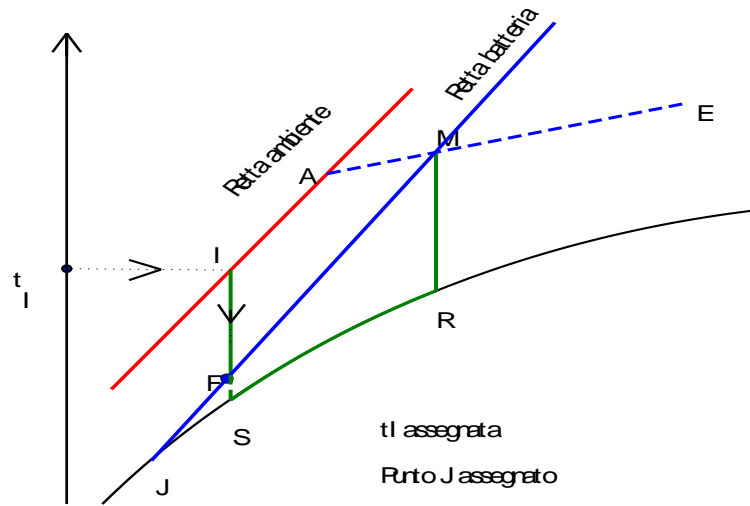



Figura 293: Retta ambiente non interseca la curva di saturazione: caso B

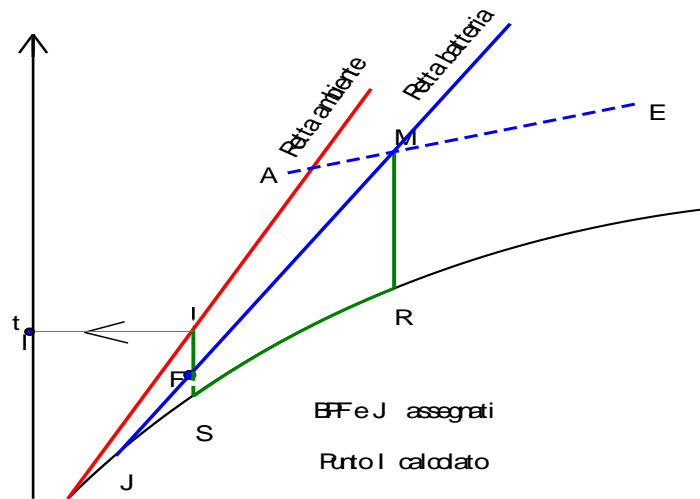



Figura 294: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso A

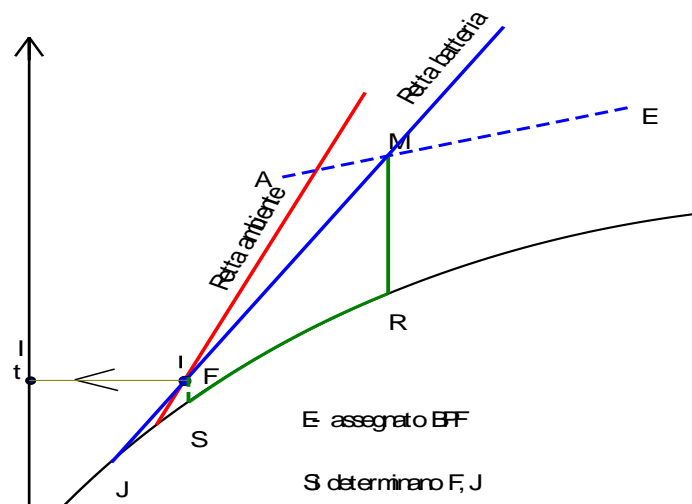



Figura 295: Retta ambiente interseca la curva di saturazione: caso B

13.20.2 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO NEI PROCESSI REALI

Analogamente a quanto detto in precedenza possiamo adesso calcolare le potenzialità delle batterie calde e fredde con riferimento al ciclo reale.

Ciclo senza ricircolo

Con riferimento alle figure precedenti per i cicli termodinamici nel piano psicrometrico, la batteria fredda, vedi Figura 289, ha potenzialità data dalla relazione:

$$Q_{BF} = \dot{m}\left(h_E - h_I\right) \qquad [394]$$

Ciclo estivo senza ricircolo e postriscaldamento

Con riferimento alla Figura 291 e alla Figura 298 si ha, per la batteria fredda:

$$Q_{BF} = \dot{m}\left(h_E - h_K\right)$$

e per la batteria di postriscaldamento:

$$Q_{BPR} = \dot{m}\left(h_I - h_K\right)$$

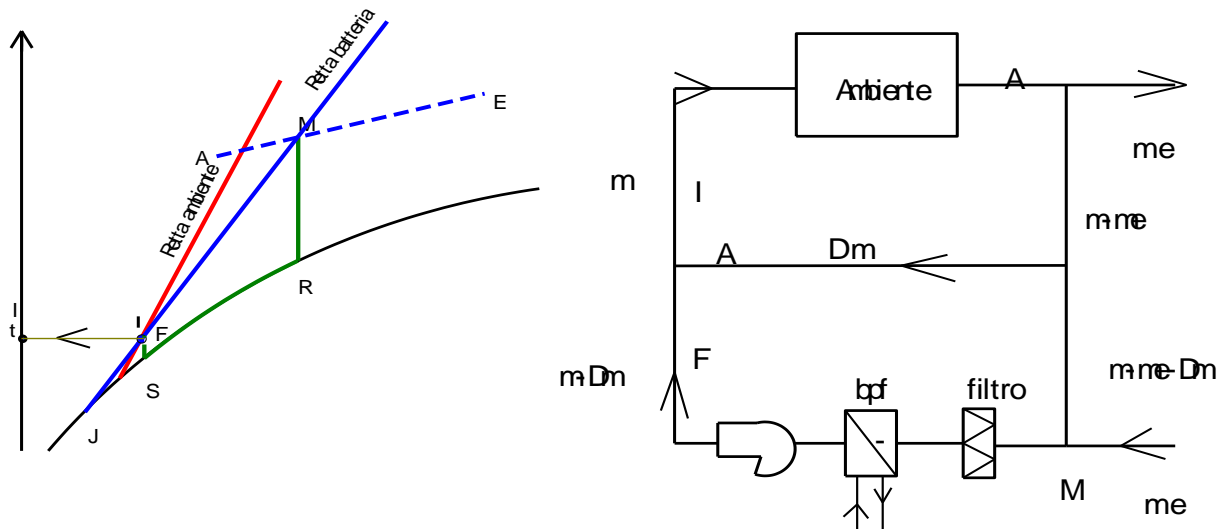



Figura 296: Postriscaldamento a miscela

13.20.3 CICLO ESTIVO REALE CON RICIRCOLO

E' facile immaginare i casi di cicli estivi con ricircolo: in questo caso il punto di partenza non è più E (condizioni esterne) ma il punto di miscelazione del ricircolo R. Questo punto si calcola applicando la relazione:

$$t_R = \frac{\dot{m}_e t_e + \dot{m}_r t_a}{\dot{m}_r + \dot{m}_e} \qquad [395]$$

Ove con $\dot{m}_e$, $\dot{m}_r$ si indicano le portate di aria esterna (fresca) e di ricircolo e con t_e e t_a le rispettive temperature.

Nella Figura 299 e nella Figura 297 sono rappresentati i casi di ciclo estivo con ricircolo senza postriscaldamento mentre nella Figura 300 e Figura 302 si hanno gli analoghi casi con postriscaldamento.

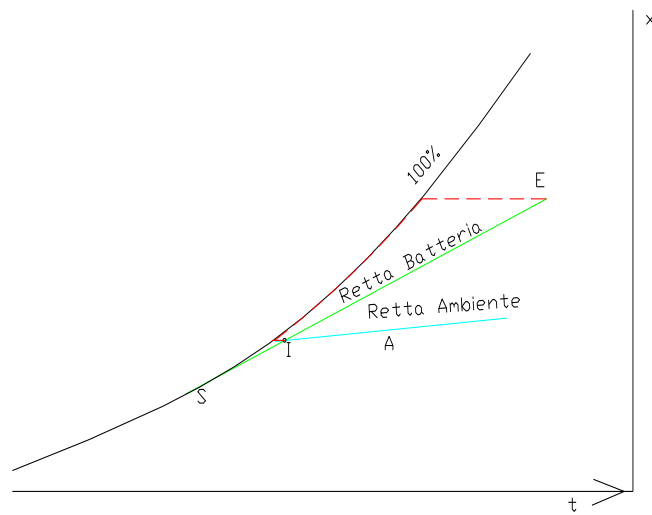



Figura 297: Ciclo estivo senza ricircolo – ASHRAE

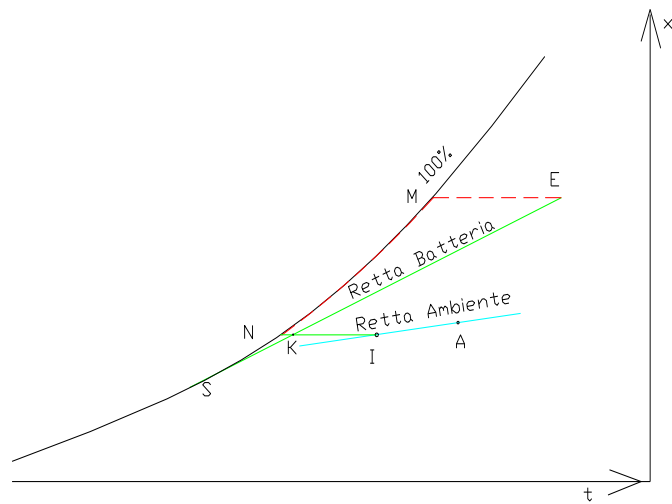



Figura 298: Ciclo estivo senza ricircolo con postriscaldamento – ASHRAE

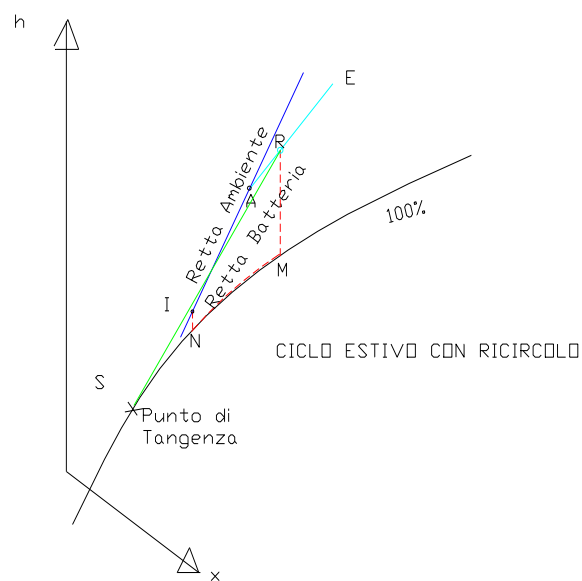



Figura 299: Ciclo estivo con ricircolo

13.20.4 POTENZIALITÀ DELLE BATTERIE DI SCAMBIO CON POSTRISCALDAMENTO

Si procede analogamente a quanto fatto in precedenza e con riferimento alle figure sopra indicate si hanno i seguenti casi:

Ciclo estivo con ricircolo

$$Q_{BF} = \dot{m}\left(h_R - h_I\right)$$

Caso estivo con ricircolo e postriscaldamento

$$Q_{BF} = \dot{m}\left(h_R - h_K\right)$$

$$Q_{BPR} = \dot{m}\left(h_I - h_K\right)$$

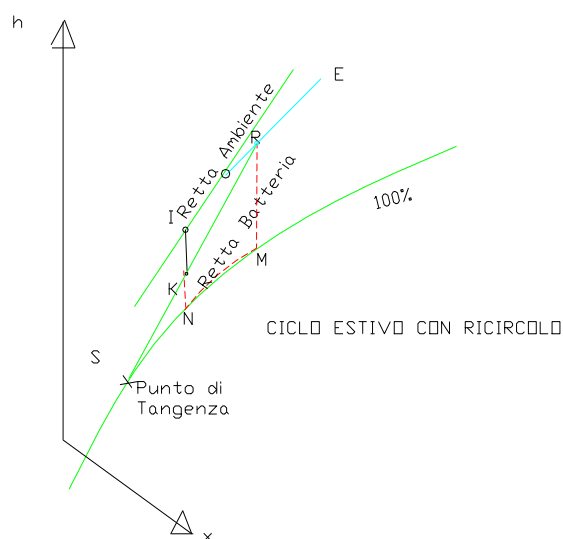



Figura 300: Ciclo estivo con ricircolo e postriscaldamento

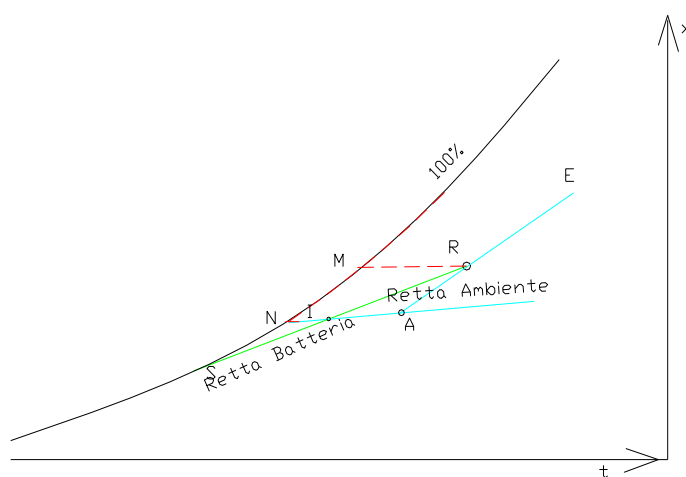



Figura 301: Ciclo estivo con ricircolo – ASHRAE

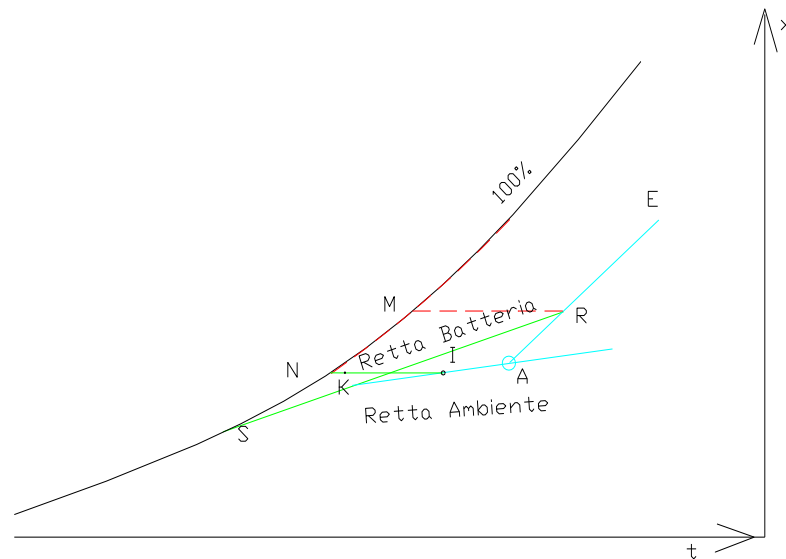



Figura 302: Ciclo estivo con ricircolo e postriscaldamento – ASHRAE

I punti sono relativi alle trasformazioni indicate in Figura 303 e in Figura 304.

I risultati finali di bilancio termico e di calcolo delle potenzialità delle batterie di scambio sono qui riassunti.

13.20.5 ESEMPIO DI APPLICAZIONE

Ciclo estivo con ricircolo ma senza postriscaldamento

Si consideri un processo per un condizionamento estivo con ricircolo avente i seguenti dati:

1) Processo: punto Aria Esterna

Temperatura	°C	34.000
UR	%	60.000
Umidità assoluta	g/kg	21.549
Densità aria umida	kg/m³	1.064
Entalpia aria umida	kJ/kg	89.461
Portata volumetrica	m³/h	0.000
Portata (massa secca)	kg/h	0.000

2) Miscela di 2 masse d'aria

		Portata aria 1	Portata aria 2	Miscela
Temperatura	°C	34.000	26.000	27.354
UR	%	60.000	50.000	53.181
Umidità assoluta	g/kg	21.549	11.173	12.902
Densità aria umida	kg/m³	1.064	1.099	1.093
Entalpia aria umida	kJ/kg	89.461	54.642	60.445
Portata volumetrica	m³/h	240.104	1150.407	1390.524
Portata (massa secca)	kg/h	250.000	1250.000	1500.000
Acqua di condensazione	kg/h			0.000

Figura 303: Ciclo estivo con ricircolo nel piano di Mollier

3) Refrigerazione dell'aria - Passo delle alette (2.5 - 3.5 mm)

Potenza	kW	11.752	Potenza 1 %	22.860
dT medio diff.	K	18.635	Potenza 2 %	19.927
Coefficiente	kW/K	0.631	Potenza 3 %	17.370
			Potenza 4 %	15.141
Refrigerante entrata	°C	0.000	Potenza 5 %	13.198
Refrigerante uscita	°C	0.000	Potenza 6 %	11.505

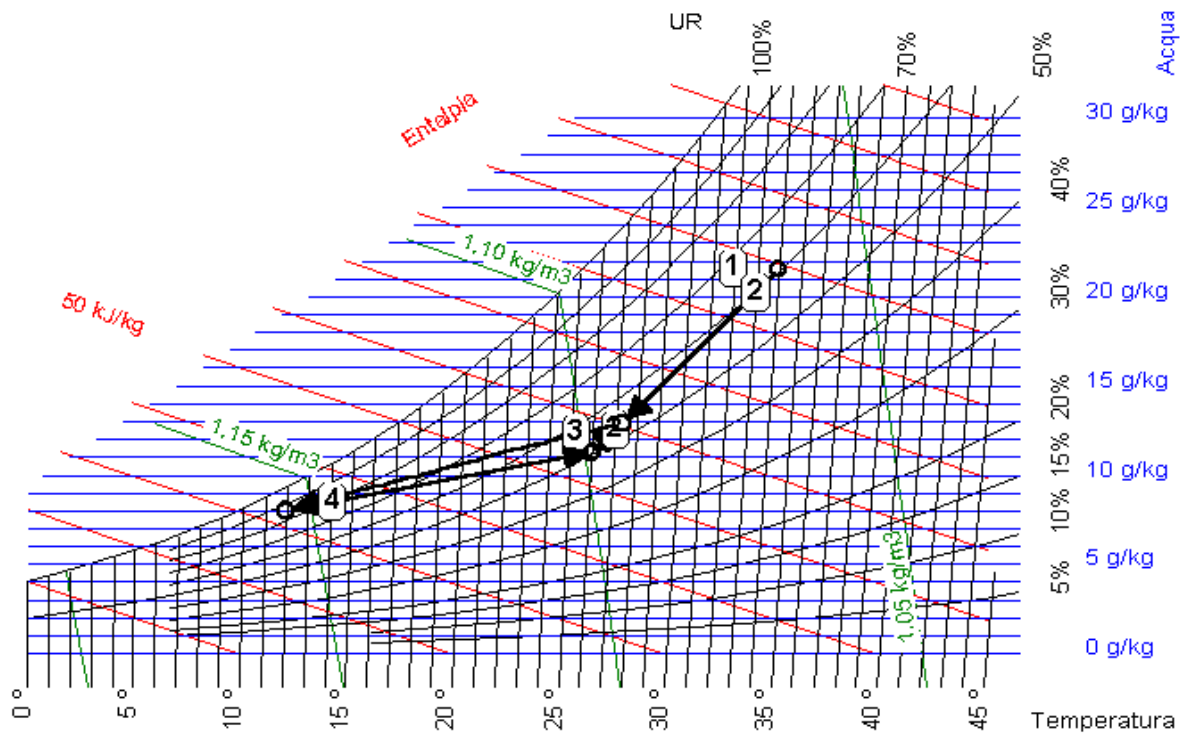



Figura 304: Ciclo estivo con ricircolo nel piano ASHRAE

		Aria entrata	Aria uscita
Temperatura	°C	27.354	12.000
UR	%	53.181	85.978
Umidità assoluta	g/kg	12.902	7.993
Densità aria umida	kg/m³	1.093	1.155
Entalpia aria umida	kJ/kg	60.445	32.240
Portata volumetrica	m³/h	1390.524	1309.281
Portata (massa secca)	kg/h	1500.000	1500.000
Acqua di condensazione	kg/h		7.363
T superficiale	°C		3.120

4) Carico termico con aria

Calore sensibile	kW	6.000
Calore latente	kW	3.500
Carico termico	kW	9.500

		Aria di mandata	Aria di estrazione
Temperatura	°C	12.000	26.097
UR	%	85.978	50.224
Umidità assoluta	g/kg	7.993	11.289
Densità aria umida	kg/m³	1.155	1.098
Entalpia aria umida	kJ/kg	32.240	55.040
Portata volumetrica	m³/h	1309.281	1381.192
Portata (massa secca)	kg/h	1500.000	1500.000

Ciclo estivo con ricircolo e postriscaldamento

Vediamo adesso cosa succede con il post riscaldamento. La situazione è riportata in Figura 305 e in Figura 306 nei due piani psicrometrici. I dati sono i seguenti.

1) Processo: un punto Aria esterna

Temperatura	°C	34.000
UR	%	60.000
Umidità assoluta	g/kg	21.549
Densità aria umida	kg/m³	1.064
Entalpia aria umida	kJ/kg	89.461
Portata volumetrica	m³/h	0.000
Portata (massa secca)	kg/h	0.000

2) Miscela di 2 masse d'aria

		Portata aria 1	Portata aria 2	Miscela
Temperatura	°C	34.000	26.000	27.354
UR	%	60.000	50.000	53.181
Umidità assoluta	g/kg	21.549	11.173	12.902
Densità aria umida	kg/m³	1.064	1.099	1.093
Entalpia aria umida	kJ/kg	89.461	54.642	60.445
Portata volumetrica	m³/h	240.104	1150.407	1390.524
Portata (massa secca)	kg/h	250.000	1250.000	1500.000
Acqua di condensazione	kg/h			0.000

Figura 305: Ciclo estivo con ricircolo e postriscaldamento nel piano di Mollier

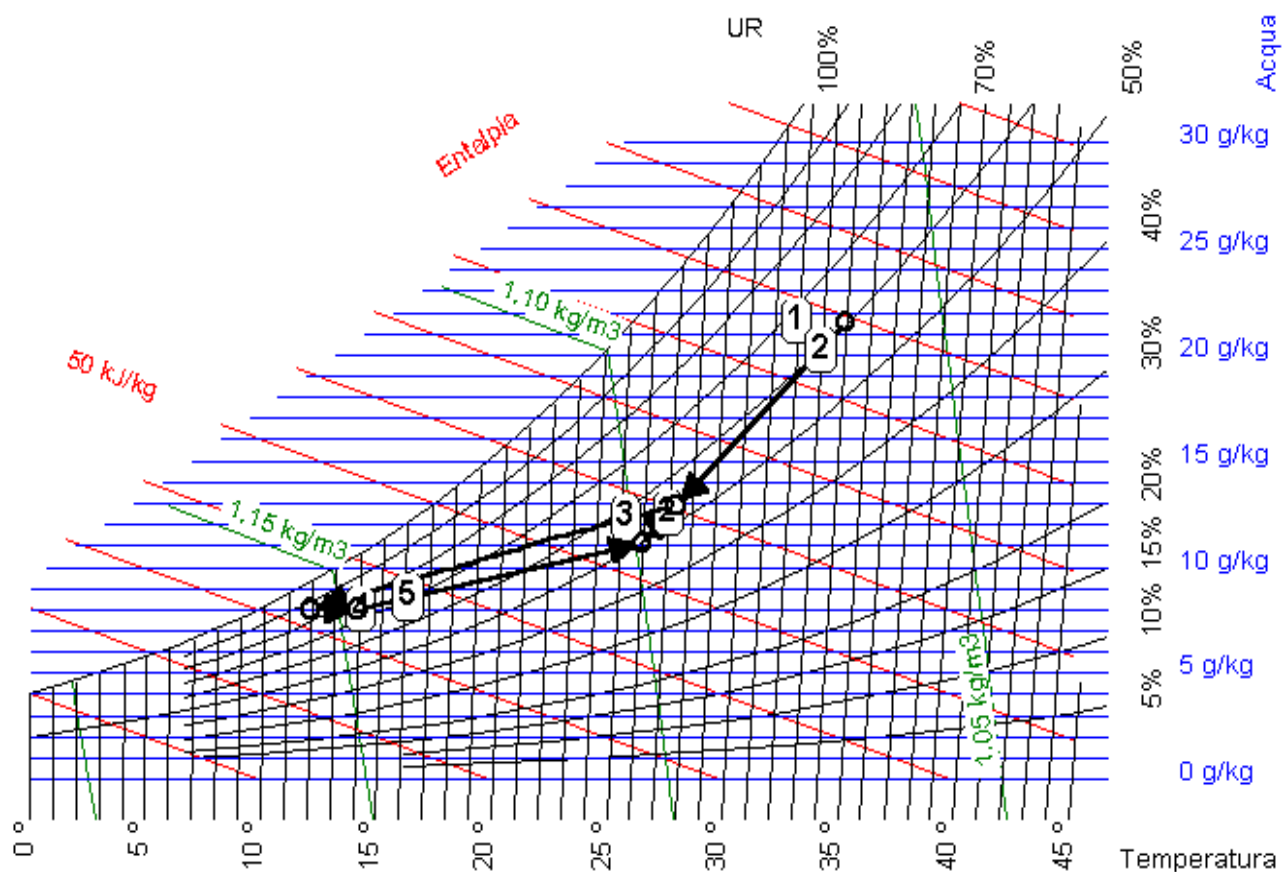



Figura 306: Ciclo estivo con ricircolo e postriscaldamento nel piano ASHRAE

3) Refrigerazione dell'aria - Passo delle alette (2.5 - 3.5 mm)

Potenza	kW	11.752	Potenza 1 %	22.860
dT medio diff.	K	18.635	Potenza 2 %	19.927
Coefficiente	kW/K	0.631	Potenza 3 %	17.370
			Potenza 4 %	15.141
Refrigerante entrata	°C	0.000	Potenza 5 %	13.198
Refrigerante uscita	°C	0.000	Potenza 6 %	11.505

		Aria entrata	Aria uscita
Temperatura	°C	27.354	12.000
UR	%	53.181	85.978
Umidità assoluta	g/kg	12.902	7.993
Densità aria umida	kg/m³	1.093	1.155
Entalpia aria umida	kJ/kg	60.445	32.240
Portata volumetrica	m³/h	1390.524	1309.281
Portata (massa secca)	kg/h	1500.000	1500.000
Acqua di condensazione	kg/h		7.363
T superficiale	°C		3.120

4) Riscaldamento dell'aria

Potenza	kW	0.851	
		Aria entrata	Aria uscita
Temperatura	°C	12.000	14.000
UR	%	85.978	75.466
Umidità assoluta	g/kg	7.993	7.993
Densità aria umida	kg/m³	1.155	1.147
Entalpia aria umida	kJ/kg	32.240	34.282
Portata volumetrica	m³/h	1309.281	1318.463
Portata (massa secca)	kg/h	1500.000	1500.000

5) Carico termico con aria

Calore sensibile	kW	5.100
Calore latente	kW	3.300
Carico termico	kW	8.400

		Aria di mandata	Aria di estrazione
Temperatura	°C	14.000	25.982
UR	%	75.466	49.738
Umidità assoluta	g/kg	7.993	11.101
Densità aria umida	kg/m³	1.147	1.099
Entalpia aria umida	kJ/kg	34.282	54.442
Portata volumetrica	m³/h	1318.463	1380.251
Portata (massa secca)	kg/h	1500.000	1500.000

Condizionamento invernale senza ricircolo

Si riportano adesso due cicli invernali nel piano ASHRAE caratterizzati il primo dalla mancanza del ricircolo e il secondo dalla presenza del ricircolo.

Nel primo caso si ha il ciclo di Figura 307 con i seguenti dati:

Condizioni interne:		
tbs	20,0	°C
UR	50,0	%
Condizioni esterne:		
tbs	-5,0	°C
UR	80,0	%

Volume	1500	m3
Fabbisogno sensibile	35,000	kW
Carico latente amb.	2,470	kW
q rinnovo	7500,0	m3/h
UR punto D	85,00	%
tH2O	15,0	°C

Tabella 103: Dati per il ciclo invernale

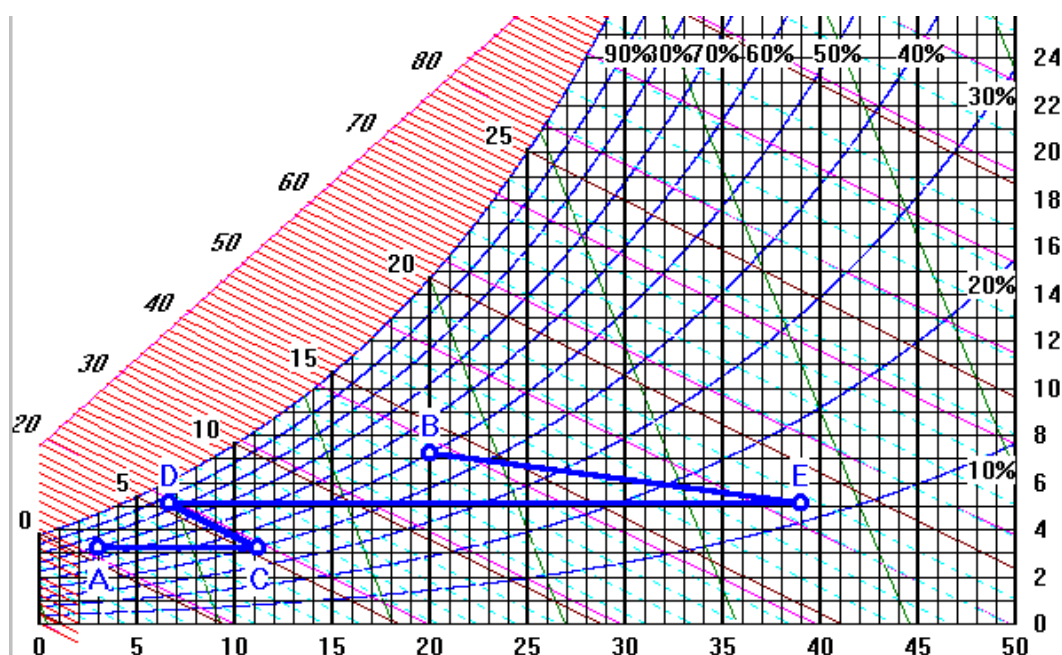



Figura 307: Ciclo di condizionamento invernale senza ricircolo nel piano ASHRAE

Con riferimento ai punti di Figura 307 si hanno i valori segnati nelle tabelle seguenti.

Punto	tbs °C	UR %	tbu °C	tsa °C	x g/kg	h kJ/kg	v m3/kg
A	3,00	70,00	1,04	-1,71	3,27	11,225	0,786
B	20,00	50,00	13,78	9,27	7,26	38,545	0,840
C	11,18	39,94	5,49	-1,71	3,27	19,503	0,810
D	6,65	85,00	5,52	4,31	5,14	19,612	0,799
E	39,00	11,88	18,70	4,31	5,14	52,460	0,892

Tabella 104: Dati relativi ai punti di trasformazione

--RISCALDAMENTO--	--UMIDIFICAZIONE--	--RISCALDAMENTO--
Qs = 10.708 kW	qx = 2.419 g/s	Qs = 42.490 kW
qmA =1.2936 kg/s	qmC =1.2936 kg/s	qmD =1.2936 kg/s
qvA =3662 m3/h ;	qvC =3771 m3/h ;	qvD =3722 m3/h ;
qmC =1.2936 kg/s	qmD =1.2936 kg/s	qmE =1.2936 kg/s
qvC =3771 m3/h ;	qvD =3722 m3/h ;	qvE =4152 m3/h ;

Tabella 105: Potenzialità termiche delle fasi di scambio termico

Ciclo invernale con ricircolo

Nella Figura 308 si riporta il caso di condizionamento invernale con ricircolo con i seguenti dati:

Condizioni interne:		
tbs	20,0	°C
UR	50,0	%
Condizioni esterne:		
tbs	-5,0	°C
UR	80,0	%

Volume	1500	m3
Fabbisogno sensibile	25,680	kW
Carico latente amb.	2,470	kW
q rinnovo	2040,0	m3/h
q immissione	2,7777	kg/s
tH2O	15,0	°C

Tabella 106: Dati di calcolo del ciclo invernale con ricircolo

I risultati ottenuti per i punti segnati nel ciclo sono:

Punto	tbs °C	UR %	tbu °C	tsa °C	x g/kg	h kJ/kg	v m3/kg
A	2,00	80,00	0,76	-0,96	3,49	10,744	0,784
B	20,00	50,00	13,78	9,27	7,26	38,545	0,840
C	13,87	60,83	9,93	6,44	5,98	29,053	0,821
D	32,17	20,08	17,10	6,44	5,98	47,655	0,873
E	29,81	26,60	17,09	8,60	6,94	47,711	0,868

Tabella 107: Dati relativi ai punti del ciclo invernale con ricircolo

Si tralasciano, per semplicità, le potenzialità termiche relativi agli scambi energetici. Si osservi che la miscelazione conseguente al ricircolo ha spostato il punto di miscela , C, verso il punto ambiente, B, e pertanto il ciclo canonico invernale non si può attuare completamente poiché la saturazione adiabatica completa porterebbe il punto finale di surriscaldamento fuori dalla retta ambiente. Pertanto si attua una parziale saturazione dal punto di riscaldamento D fino al punto di immissione E sulla retta di carico ambiente.

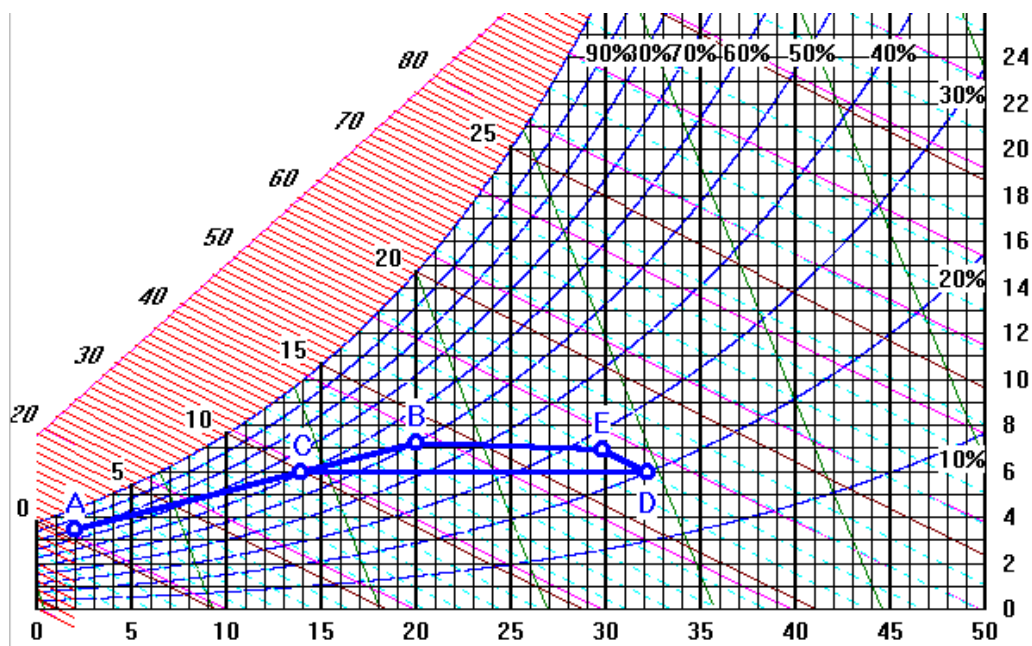



Figura 308: Ciclo di condizionamento invernale con ricircolo e parziale saturazione – ASHRAE

13.21 IMPIANTI MULTIZONA

Gli impianti a tutt'aria visti in precedenza non sono in grado di soddisfare le esigenze di tutti gli ambienti di un edificio. Essi, infatti, sono in grado di distribuire aria nelle stesse condizioni all'uscita delle CTA.

Nei condotti terminali possono essere inseriti elementi di post riscaldamento (spesso di tipo elettrico) e quindi solo parzialmente si possono soddisfare condizioni variabili degli ambienti, specialmente quando le dimensioni degli edifici sono notevoli e gli effetti degli orientamenti si fanno risentire pesantemente.

Per risolvere questo problema si possono avere impianti multizona: dalla CTA si dipartono due o più canali principali, ciascuno che serve una zona climatica indipendente dalle altre. Batterie di postriscaldamento elettriche possono in qualche modo soddisfare le variazioni di carico termico entro un intervallo ben delimitato, Figura 309.

Purtroppo questa tipologia di impianto non riesce a controllare le condizioni ambientali in ogni ambiente all'interno di ciascuna zona. L'aria in uscita dalla CTA è regolata da una sola sonda ambiente per ciascuna zona.

13.22 IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO (DUAL CONDUIT)

In edifici di particolare pregio ed importanza occorre variare fortemente le condizioni climatiche interne dei vari ambienti. Nel *Grattacielo Pirelli*, infatti, le condizioni variano talmente durante la giornata e nelle varie stagioni che si hanno condizioni climatiche interne diverse in corrispondenza delle varie zone. Capita, ad esempio, che in una zona si debba raffrescare e contemporaneamente in un'altra zona si debba riscaldare.

Un modo per superare questo problema è di utilizzare impianti a doppio condotto (detti anche *dual conduit*) con i quali si ha contemporaneamente aria calda (in un canale) e fredda (nell'altro). A monte di ciascun ambiente si ha un miscelatore che miscela opportunamente portate di aria calda e fredda in modo da raggiungere le condizioni di immissione migliori per ciascun ambiente.

Questi impianti sono costosi perché necessitano di una doppia rete di distribuzione dell'aria e la cassetta di miscelazione è anche più costosa di una normale bocchetta di mandata che pure risulta ancora necessaria. Inoltre anche le spese di manutenzione sono proporzionalmente maggiori di un impianto a singolo condotto.

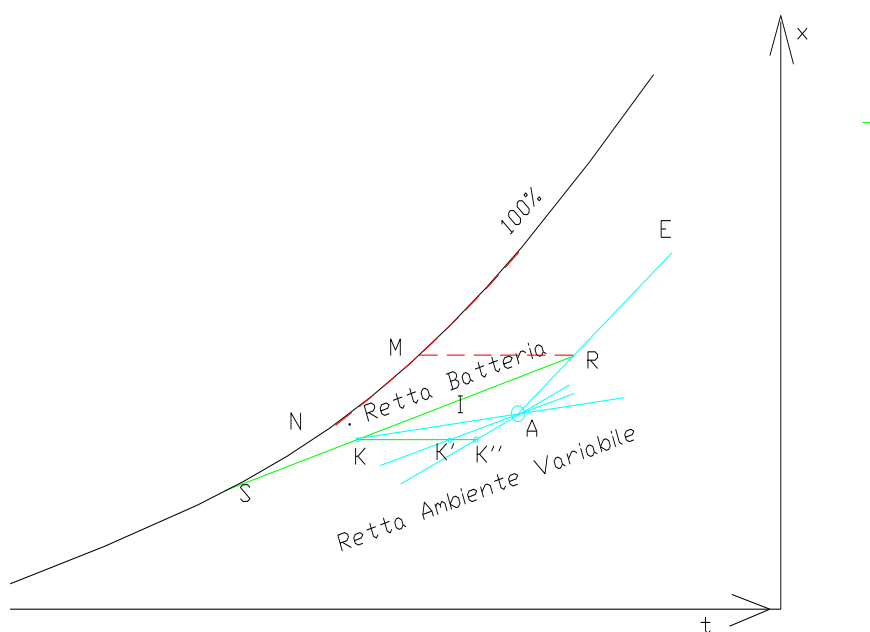



Figura 309: Variazione del punto di immissione al variare della retta ambiente

Le temperature delle correnti calde e fredde sono scelte opportunamente in modo da avere il più ampio grado di regolazione, vedi Figura 311.

Di solito l'aria calda è a 30 ÷ 40 °C (in modo da soddisfare anche le esigenze di riscaldamento, ove richiesto) mentre l'aria fredda è scelta in corrispondenza del punto di temperatura minima possibile con la batteria fredda.

Il controllo dell'umidità interna degli ambiente non è sempre perfetto ma comunque sempre all'interno di ± 10 % attorno al valore centrale di 50%. Per potere variare l'umidità ambiente occorre anche riscaldare ulteriormente l'aria calda mediante un'opportuna batteria calda (possibilmente di tipo elettrico) in modo da ottenere il punto di immissione ad umidità più elevata, vedi Figura 312. Rispetto al punto I ottenuto miscelando le correnti C ed F, si ottiene I' miscelando F con C', a temperatura maggiore di C.

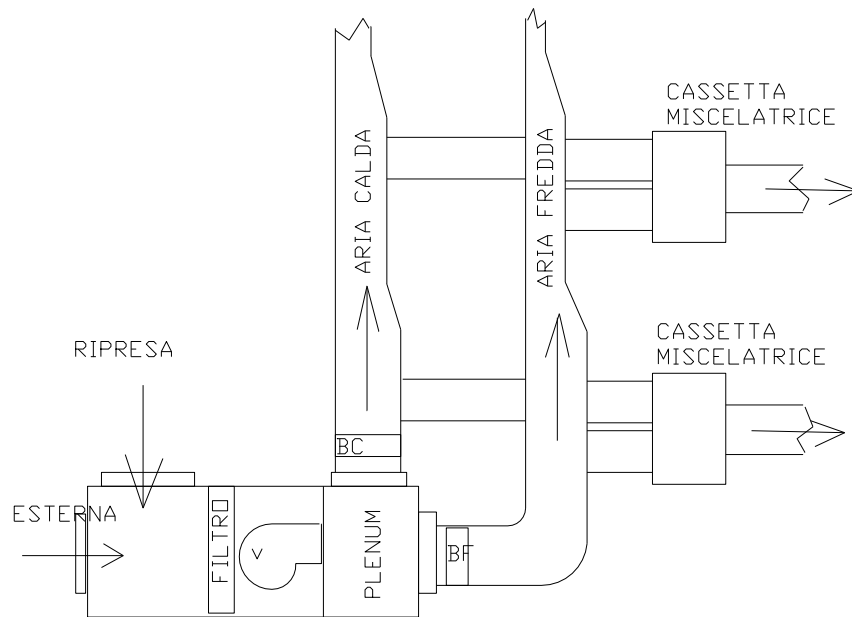



Figura 310: Schema di un impianto Dual Conduit

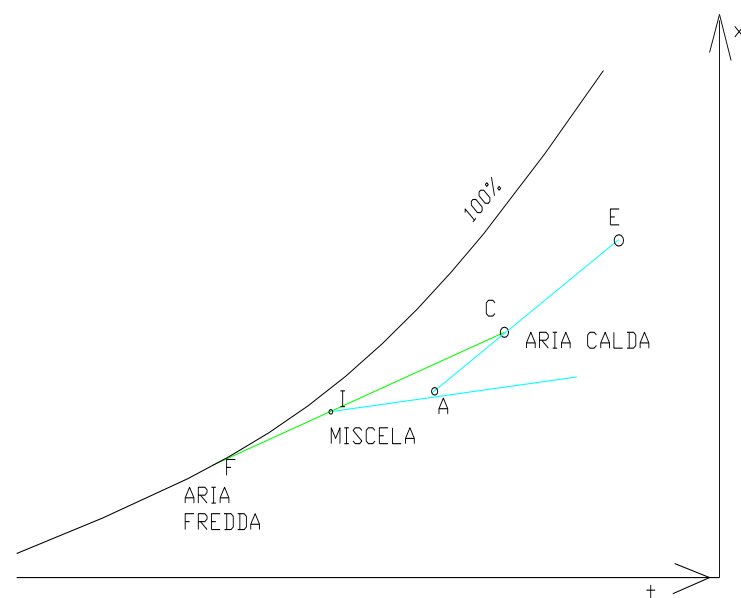



Figura 311: Miscelazione dell'aria in un impianto a doppio canale

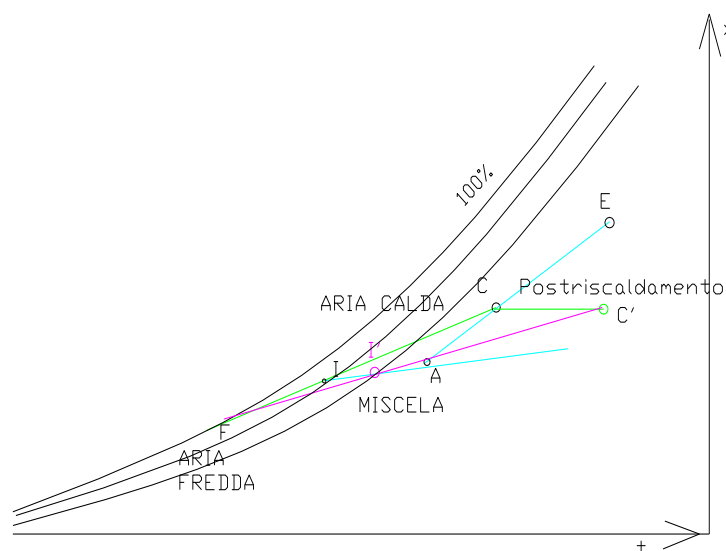



Figura 312: Controllo dell'umidità interna con il Dual Conduit

Regime Estivo

Lo schema impiantistico per il regime estivo è dato in Figura 313 nella quale si suppone che l'aria miscelata in ingresso sia poi inviata in due condotti separati nei quali, tramite una batteria fredda ed una calda, l'aria viene portata nelle condizioni C e J.

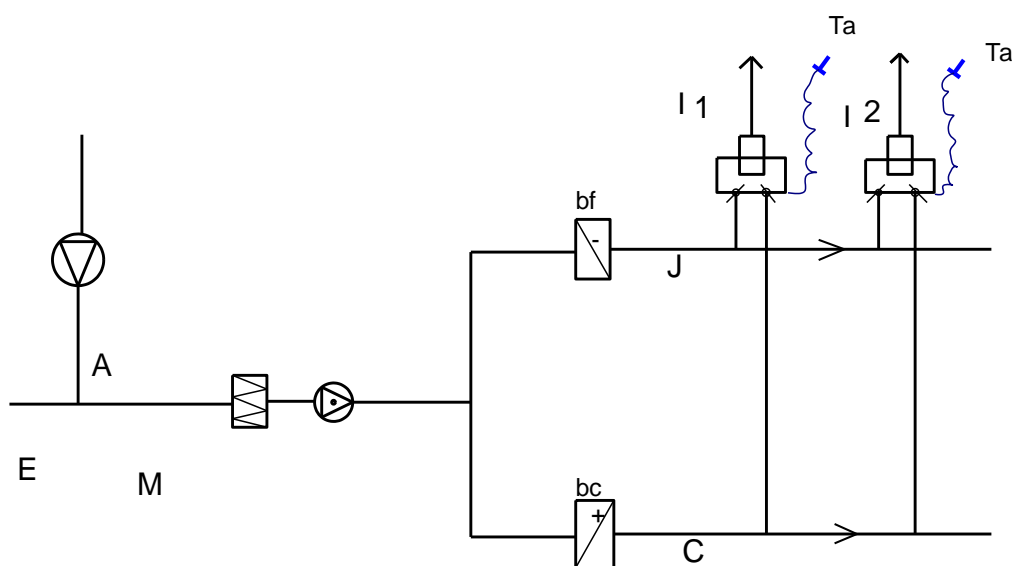



Figura 313: Impianto Dual Conduit in regime estivo

Nei miscelatori avviene, in base alla regolazione delle sonde di temperatura ambiente, la miscelazione delle due correnti in modo da rispettare, come indicato in Figura 314, le rispettive rette di carico ambiente.

Come variante dello schema di Figura 313 si può adottare quello della Figura 315 nel quale la batteria fredda è a monte della diramazione dell'aria e la batteria calda è nel ramo corrispondente all'aria calda. Nel diagramma psicrometrico si ha l'andamento di Figura 316.

Figura 314: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo

Regime di funzionamento invernale

In regime invernale lo schema impiantistico si modifica secondo quanto indicato in Figura 317 nella quale la batteria fredda è sostituita con quella di saturazione adiabatica. La batteria calda resta posizionata nel ramo corrispondente all'aria calda.

In Figura 318 si hanno le rappresentazioni nel diagramma psicrometrico al variare delle rette di carico degli ambienti.

Figura 315: Schema alternativo per impianto dual conduit estivo

Cassette miscelatrici per più ambienti

Se le condizioni di due o più ambienti sono molto simili al variare del carico allora si può pensare che una cassetta miscelatrice possa servire (come se fosse una unità di trattamento dell'aria) questi ambienti. Poiché la dipendenza dalla stessa scatola miscelatrice limita la regolazione nei singoli ambienti, un collegamento multiplo fa perdere alcuni dei vantaggi dell'impianto a doppio condotto.

Figura 316: Trasformazioni per dual conduit in regime estivo per schema alternativo

Di solito con impianti a doppio condotto si può inviare l'aria ad alta velocità, riducendo le dimensioni dei canali.

Qualora si abbiano schemi di collegamenti multipli del tipo sopra indicato allora si perderebbe questo vantaggio perché la distribuzione nei singoli ambienti deve avvenire a bassa velocità (almeno dalla cassetta alle bocchette di mandata).

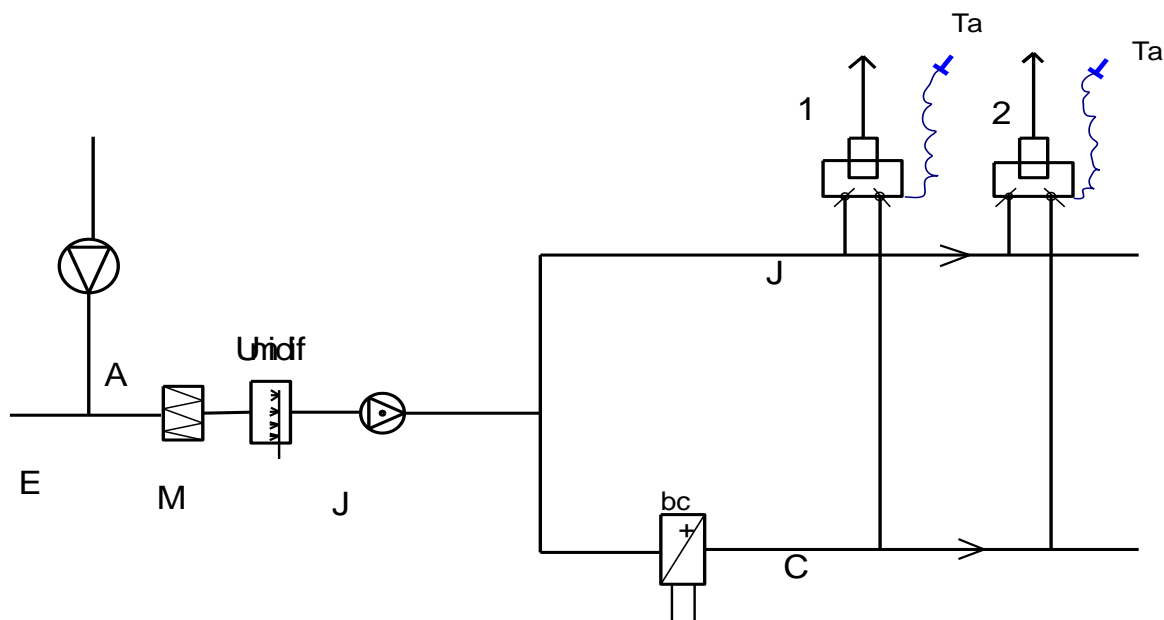



Figura 317: Schema impianto dual conduit in regime invernale

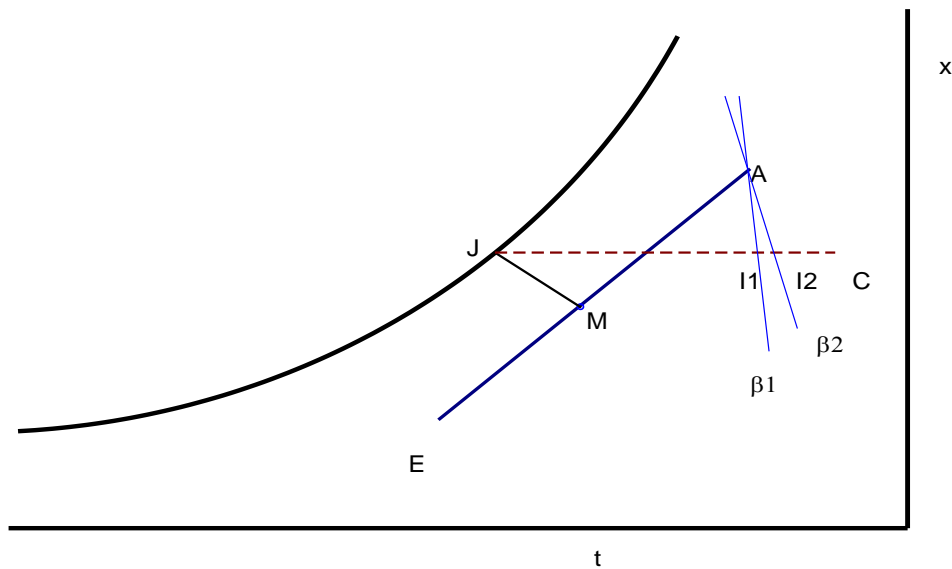



Figura 318: Trasformazioni per impianti dual conduit in regime invernale

13.22.1 LIMITI DI APPLICAZIONE DEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO

Dall'esame delle trasformazioni indicate nelle figure precedenti per i casi estivi ed invernali si può facilmente dedurre che gli impianti *dual conduit* presentano il limite nel dovere essere:

$$\beta \le \beta_{limite}$$

ove la β_{limite} è data dalla congiungente JA fra il punto freddo e il punto ambiente, come indicato in Figura 319. Se l'edificio presenta ambienti con retta ambiente al di là della retta limite allora si deve pensare a separare le zone o ad utilizzare impianti con batterie ad espansione diretta per quegli ambienti che necessitano di un punto J' inferiore a J.

Si tenga presenta che al variare del carico sensibile e del carico totale dell'ambiente l'umidità relativa varia secondo curve caratteristiche fornite ai costruttori delle cassette miscelatrici.

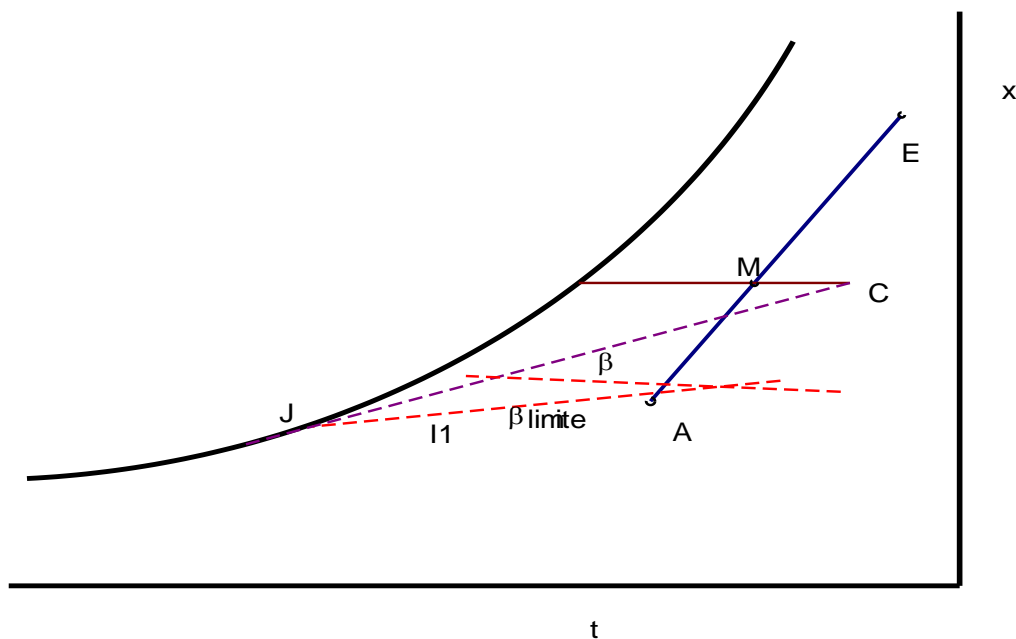



Figura 319: Limiti di applicabilità degli impianti dual conduit

13.22.2 CALCOLO DELLE PORTATE NEGLI IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO

La procedura da seguire per il calcolo delle portate d'aria negli impianti a doppio condotto può essere così sintetizzata.

- Calcolo dei carichi termici di ogni zona e di ogni ambiente, indicato con *z*
- Determinazione delle rette ambiente β di ogni zona e/o ambiente
- Scegliere i punti freddo, caldo e ambiente di progetto (J,C,A) (vedi Figura 314 e Figura 316);
- Tracciato il diagramma sul piano psicrometrico si determinano i punti I1, I2, … di immissione dell'aria nei singoli ambienti

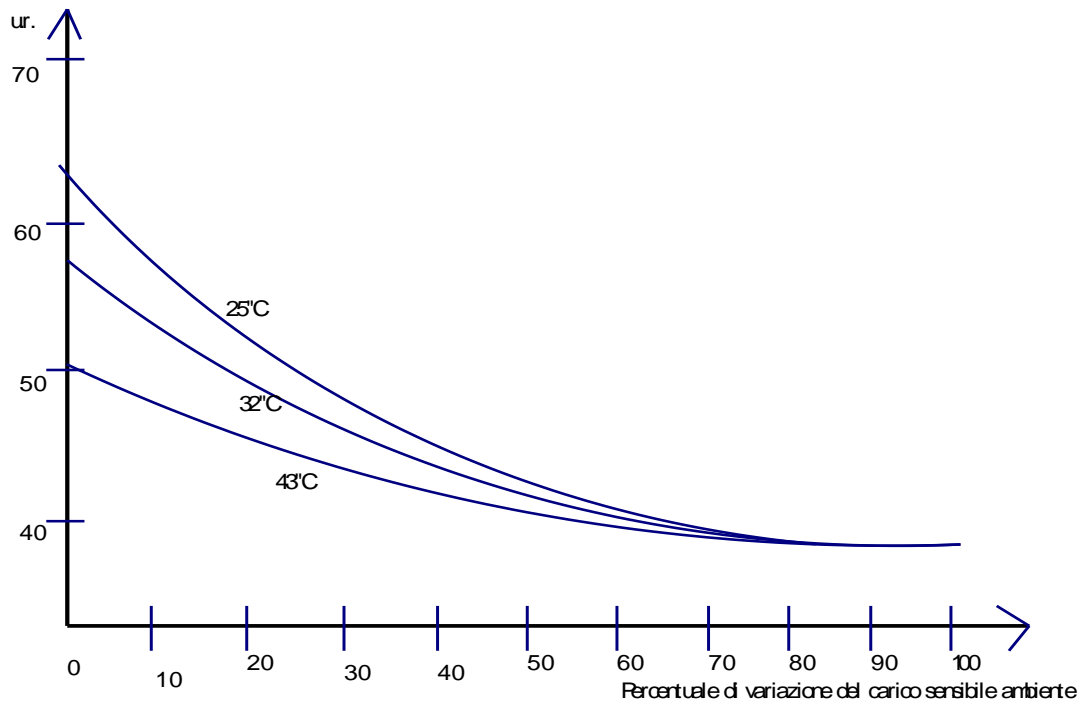



Figura 320: andamento dell'umidità relativa al variare del carico sensibile

- Si calcola la portata d'aria di zona:

$$G_z = \frac{(Q_s)_z}{\rho c_p (t_A - t_I)_z}$$

- Si calcola la portata di aria nel canale caldo:

$$(G_z)_c = G_z \frac{JI_z}{JC}$$

- Si calcola la portata d'aria nel canale freddo:

$$(G_z)_f = G_z \frac{CI_z}{JC}$$

- Si calcola la portata totale nei due canali:

$$G_c = \sum_z (G_z)_c \;;\quad G_f = \sum_z (G_z)_f$$

- Si calcola la portata totale da trattare nell'unità di trattamento aria:

$$G_t = G_c + G_f$$

13.23 IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA

Si tratta, come già detto, di impianti nei quali il trasporto dell'energia è affidata all'acqua. In questo caso anche i terminali cambiano: essi sono, in genere, i *fan coils* e la rete di distribuzione si calcola mediante le regole classiche del dimensionamento delle reti ad acqua. In Figura 321 si ha un esempio di rete per alimentare fan coil del tipo bitubo. In questo caso l'acqua fredda è inviata con un tubo e ritorna all'unità di refrigerazione mediante un secondo tubo.

Si hanno reti più complesse nelle quali si inviano ai fan coil sia acqua fredda che acqua calda per una migliore regolazione: una tipologia più complessa ma anche più funzionale è quella a *quattro tubi*.

In questo modo si hanno tubazioni indipendenti per l'acqua calda e per l'acqua fredda. Questa disposizione consente, ad esempio, di miscelare l'acqua nelle batterie dei fan coils regolando la temperatura di miscela mediante una valvola a tre vie.

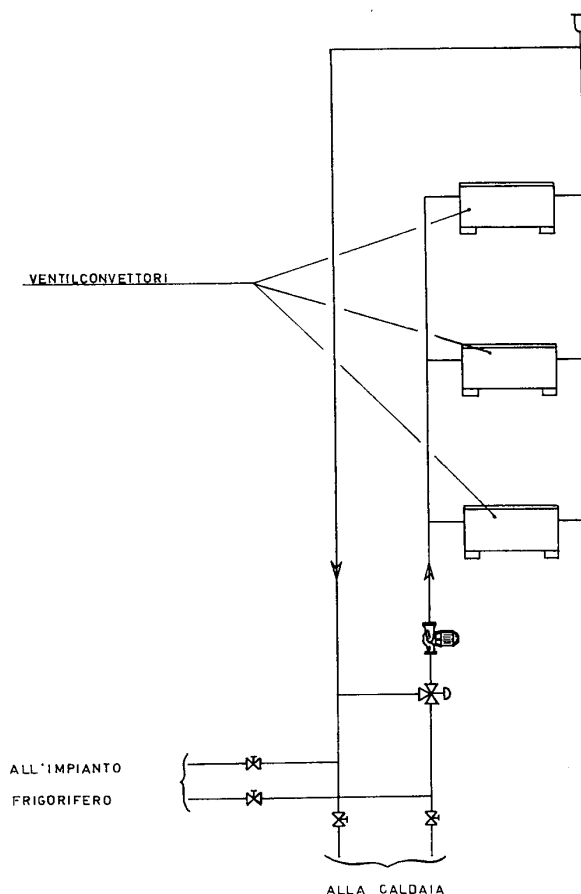



Figura 321: Rete di distribuzione dell'acqua fredda del tipo bitubo

Inoltre si ha la possibilità di soddisfare contemporaneamente sia l'esigenza del raffrescamento che del riscaldamento nelle tipologie edilizie più complesse.

Naturalmente gli impianti a quattro tubi hanno un costo maggiore di quelli a due tubi e spese di gestione e manutenzione sensibilmente più elevate ma sono gli unici a garantire un buon funzionamento sia estivo che invernale.

In qualche caso sono utilizzati impianti a *tre tubi* nei quali si ha un tubo per la mandata dell'acqua calda, uno per la mandata dell'acqua fredda ed uno per il ritorno comune caldo – freddo.

Purtroppo questa disposizione impiantistica pone numerosi problemi di funzionamento ma, soprattutto, rappresenta un insensato sciupio di energia avendosi, nel ritorno, miscelazione dell'acqua refrigerata (che ha un costo di produzione notevole) con l'acqua calda.

Si osserva che spesso i *fan coil* sono utilizzati anche per il riscaldamento invernale. La rete di alimentazione trasporta in inverno acqua calda e in estate acqua fredda: in questo caso occorre porre attenzione al corretto dimensionamento perché i salti termici di norma utilizzati sono di 5 °C in estate e 10 °C in inverno e quindi si possono avere portate differenti.

E' consuetudine dimensionare la rete di alimentazione dei *fan coil* per le portati maggiori (solitamente quelle estive). La scelta dei termoventilconvettori è effettuata, note le potenze sensibili e latenti per ciascun ambiente, mediante i dati caratteristici forniti dalla Case costruttrici per i vari modelli.

Quando si hanno carichi contemporanei di riscaldamento e di raffreddamento (ad esempio per edifici molto vetrati) allora si utilizzano gli impianti a *quattro tubi* nei quali si hanno alimentazioni separate per la batteria di raffrecsamento (a 7-12 °C) e per la batteria di riscaldamento (70-60 °C o alti valori a seconda del generatore di calore). In questo modo in ciascun ambiente si ha la possibilità di riscaldamento e/o di raffrescamento.

La regolazione con due valvole a tre vie consente sia di selezionare il tipo di funzione che di regolare il funzionamento in basico al carico.

Questa tipologia di impianti può anche usata con aria primaria che in questo caso viene inviata in condizioni neutre (18-20 °C) e con condizioni di umidità opportune.

Si osservi che la batteria calda dei fan coil a 4 tubi è dimensionata normalmente per alimentazione a 70 °C. Nel caso di alimentazione da pompa di calore (45-50°C) queste batterie rendono molto meno e quindi la loro selezione deve essere effettuata con attenzione.

13.24 IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA

Si tratta di impianti ad aria e ad acqua. L'aria di rinnovo fisiologico viene distribuita mediante una rete di canali e nelle condizioni psicrometriche vicine alla saturazione (per un miglior controllo dell'umidità ambiente). In questo modo i canali possono essere di dimensioni ridotte sia per la minore portata da trasportare che per una maggior velocità possibile (compatibilmente con la rumorosità accettabile).

Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da *fan coil* o da *mobiletti ad induzione*.

Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l'immissione dell'aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione.

I fan coil non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete anti intrusione per i topi.

Se è presente la presa di aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale.

Per i *fan* coil senza presa di aria esterna il controllo dell'umidità interna è affidata all'aria primaria ed è, pertanto, migliore rispetto al caso di impianti a sola acqua. Il costo di questa tipologia di impianto è maggiore del caso di impianti ad acqua poiché si aggiunge la rete per l'aria.

Regime estivo dei Fan Coil

In Figura 322 si ha lo schema di installazione e di funzionamento di un fan coil con aria primaria in regime estivo. L'aria ambiente, A, viene richiamata all'interno del mobiletto da una ventola che la costringe a passare attraverso una batteria di acqua fredda dove subisce la trasformazione AB.

L'aria primaria viene immessa nelle condizioni di saturazione massima, J, e miscelandosi con l'aria B uscente dal fan coil porta alla miscelazione finale (in funzione delle portate d'aria primaria e di aria circolata dalla ventola).

Il che corrisponde al punto di immissione nell'ambiente. L'aria primaria può anche subire un post riscaldamento sia per effetto dell'attrito nei canali di distribuzione sia mediante una batteria di post riscaldamento elettrica in uscita dal diffusore.

Questo riscaldamento, vedi Figura 323, fa variare il punto I lungo la KB. La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta β coincidente con la retta AJ. Ciò significa che, per avere punti J più in basso possibile occorre usare batterie di raffreddamento ad espansione diretta[123].

---

[123] Questa soluzione (batteria ad espansione diretta) viene utilizzata nei sistemi detti *split* nei quali l'unità interna esegue le trasformazioni di raffreddamento AB con B anche vicino alla curva di saturazione. Se l'unità interna può richiamare anche aria esterna allora si ha una trasformazione di raffreddamento con deumidificazione AJ (*retta della batteria)*.

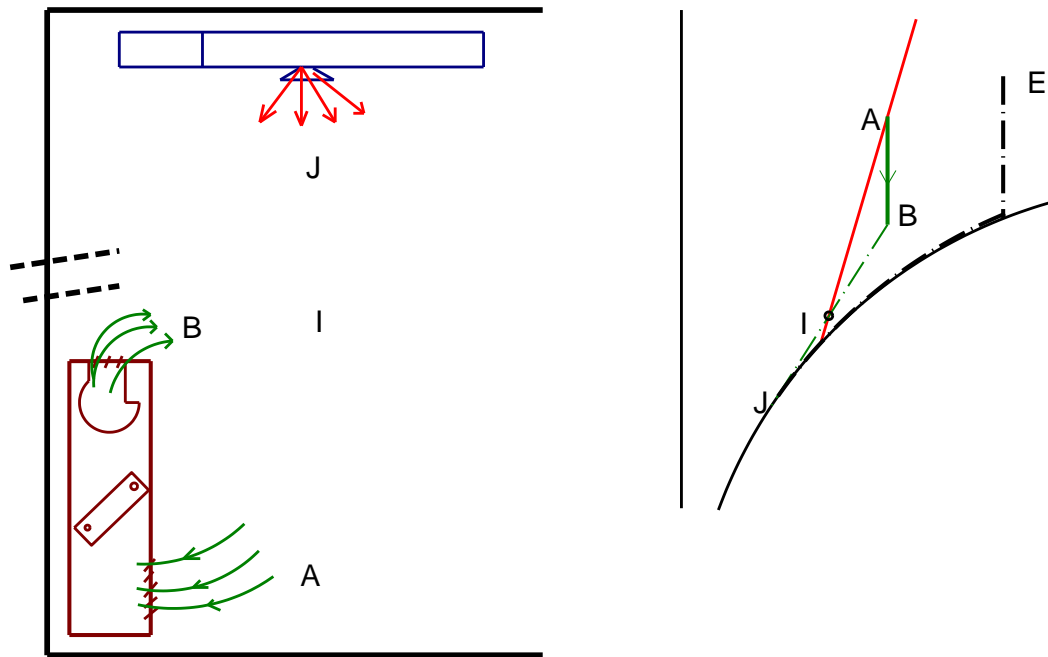



Figura 322: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

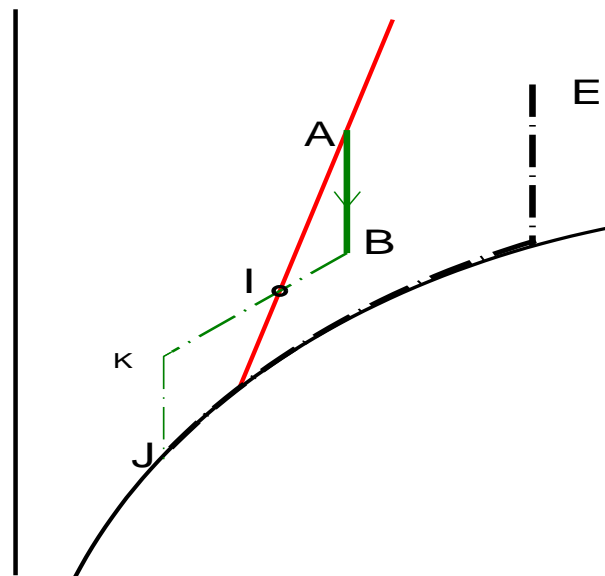



Figura 323: Effetto del post riscaldamento dell'aria primaria

Regime invernale per i Fan Coil

Il funzionamento invernale dei fan coil è dato in Figura 324. L'aria primaria viene portata dalle condizioni esterne, E, alle condizioni corrispondenti al punto P avente temperatura circa eguale a quella dell'ambiente: $T_P = T_A$.

Successivamente l'aria ambiente, A, viene riscaldata, mediante una batteria calda, fino al punto B. La miscelazione dell'aria primaria ,P, e dell'aria del mobiletto, B, porta alle condizioni I lungo la retta ambiente β. La retta limite è la AP. In Figura 325 si ha la rappresentazione delle trasformazioni che avvengono in un fan coil in regime invernale ma senza post riscaldamento. L'aria primaria satura, nelle condizioni del punto R', viene direttamente miscelata con l'aria riscaldata nel fan coil ottenendo, con opportune portate delle due correnti, il punti di lavoro I.

13.24.1 CARATTERISTICHE E PRESTAZIONE DEI FAN COIL

I Termoventilconvettori, o *Fan Coil*, possono lavorare sia con aria primaria che, a differenza dei mobiletti ad induzione, senza aria primaria.

Fan Coil con Aria Primaria

Se lavorano con aria primaria i Fan Coil forniscono, solitamente, solo calore sensibile mediante la batteria (fredda in estate e calda in inverno). L'abbattimento del calore latente dell'ambiente è affidato quasi del tutto all'aria primaria, come si è visto nelle figure precedenti.

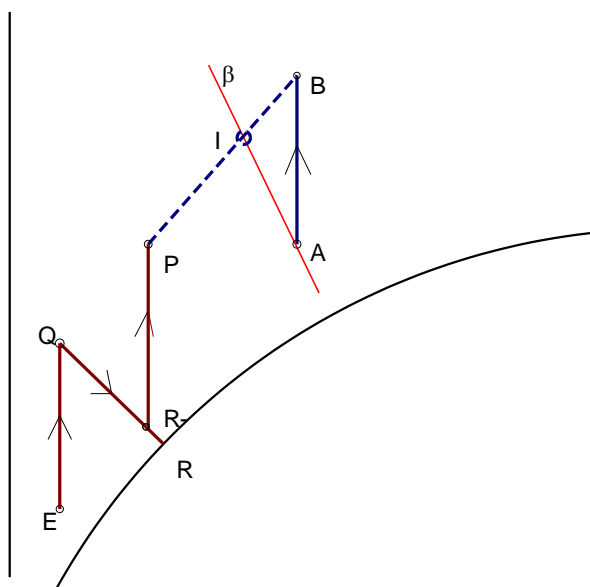



Figura 324: Fan coil in regime invernale

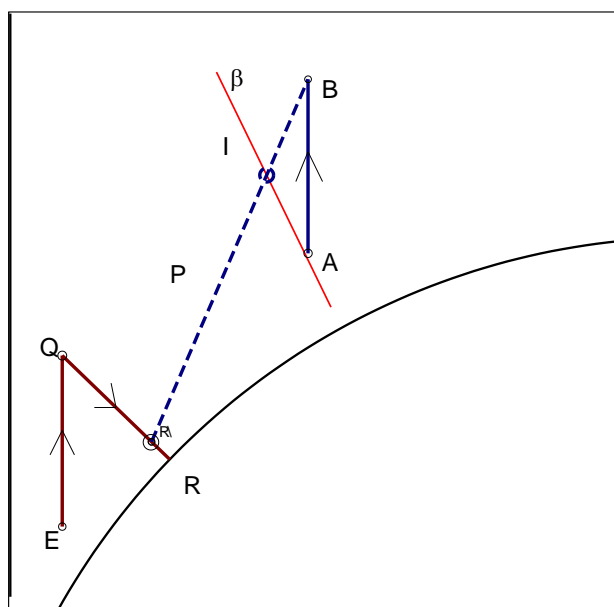



Figura 325: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento

Fan Coil senza Aria primaria

Poiché viene a mancare la capacità di deumidificazione dell'aria primaria allora i fan coil debbono, in qualche modo, deumidificare localmente (abbattere il calore latente). Considerate le caratteristiche

costruttive di questi terminali il calore latente che possono abbattere è sempre modesto. In Figura 326 si hanno le trasformazioni per il funzionamento estivo di un fan coil con presa di aria esterna.

Questa, nelle condizioni E, si micella all'aria ambiente, A, per ottenere il punto di miscelazione M. La batteria raffredda e deumidifica secondo la propria retta di carico. Il punto di immissione dell'aria in ambiente è I che, scegliendo opportunamente le portate, giace sulla retta ambiente β.

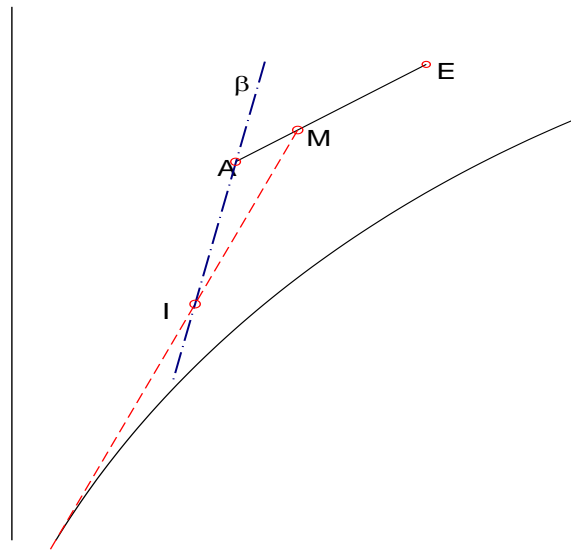



Figura 326: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna

Caratteristiche prestazionali

In Figura 328 si ha un esempio di dati prestazionali per fan coil commerciali. In essa si possono vedere: la portata d'aria trattata, il carico sensibile e quello totale ottenibile e le potenze elettriche del ventilatore. Si osservino le condizioni della temperatura ambiente di riferimento pari a 20 °C e 27°C rispettivamente per il periodo invernale ed estivo. Nel caso di post riscaldamento aggiuntivo è presente anche una resistenza elettrica la cui potenza dipende dalla grandezza del modello considerato.

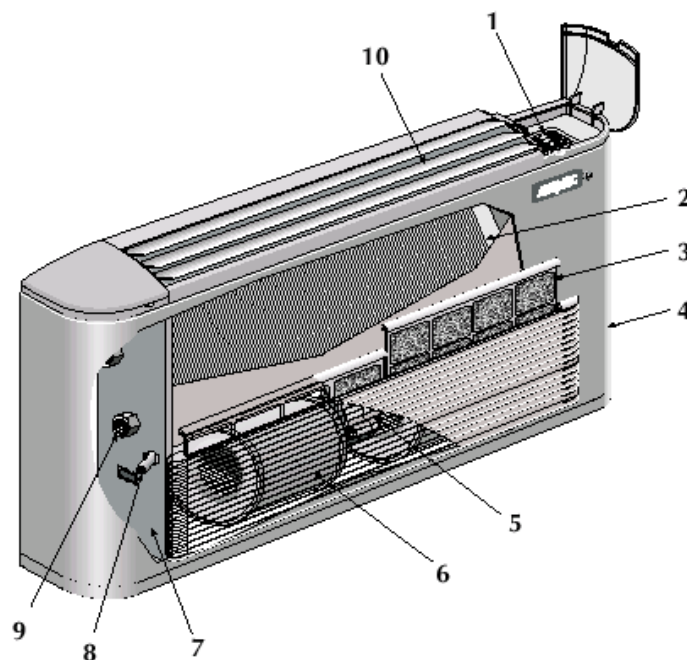



Figura 327: Sezione con particolari costruttivi di un moderno fan coil

In Figura 329 si hanno i dati dimensionali per la stessa tipologia di fan coil e il peso. La configurazione utilizzata per i fan coil può anche differire da quella indicata in figura potendosi avere anche mobiletti installati in alto, o incassati o canalizzati. Di volta in volta si dovranno consultare i cataloghi tecnici forniti dai costruttori.

Si osservi che i mobiletti dei fan coil debbono sempre prevedere, qualunque sia il tipo di installazione, la vaschetta di raccolta della condensa prodotta dalla batteria fredda.

Questa si calcola mediante la semplice relazione:

$$\dot{m}_{condensa} = G \cdot \Delta x \cdot \rho = \frac{Q_L}{r}$$

ove si ha il simbolismo:

- G portata d’aria, m^3/s
- Δx variazione dell’umidità specifica associata fra esterno ed interno, g/kg_{as}
- ρ densità dell’aria, kg/m^3
- Q_L Carico latente, W
- r calore latente di condensazione del vapore acqueo, kJ/kg.

Regolazione dei fan Coil

I Fan Coil hanno avuto uno sviluppo grandissimo in questi ultimi anni perché consentono di climatizzare gli ambienti senza gli ingombri dei canali d’aria[124] e perché consentono una climatizzazione personalizzata per ogni ambiente grazie alla facilità di regolazione.

I metodi utilizzati per la regolazione sono:

- Parzializzazione della portata di acqua (fredda o calda in funzione del periodo) mediante valvola modulante o valvole di zona;
- Variazione della temperatura dell’acqua di alimentazione della batteria mediante valvola a tre vie comandata da una sonda ambiente, come mostrato in Figura 337.

Fan Coil canalizzati

In alcuni casi i fan coil possono essere canalizzati trasformandosi in una sorta di piccole unità di trattamento aria con sola batteria calda e/fredda. In questo caso essi vengono montati a soffitto in modo da potere inserire i canali all’interno di eventuali controsoffitti.

Si tenga presente che per la configurazione canalizzata i fan coil debbono essere dotati di ventole di adeguata potenza e prevalenza in modo da consentire l’invio dell’aria in zone lontane (entro una decina di metri) rispetto al mobiletto.

Dalla Figura 342 fino alla Figura 347 si hanno alcuni schemi di installazione dei fan coil canalizzati con e senza presa di aria esterna. Non sono tutte quelle possibili ma possono già fornire una idea sulla moltitudine di configurazioni possibili.

I fan coil canalizzati possono anche essere verticali da parete, anche qui con una vasta casistica di configurazioni di montaggio che per semplicità viene omessa.

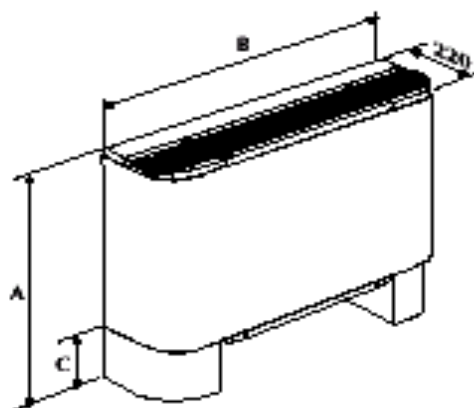
Occorre sempre prevedere lo scarico della condensa con tubazione che porta la condensa sulla rete fognante o a perdere su terreno aperto.

Inoltre è sempre opportuno prevedere aperture di ispezione sufficienti sia per la normale manutenzione del fan coil che per il cambio dei filtri dell’aria che debbono essere sostituiti almeno ad ogni inizio di stagione.

---

[124] Si ricordi che nel caso di aria primaria la portata è in genere quella relativa al ricambio fisiologico e quindi spesso molto minore di quella termodinamica necessaria per gli impianti a tutt’aria.

FCX	FCX 17		
Potenza termica	max.	W	2490
Potenza termica	med.	W	2070
Potenza termica	min.	W	1610
Potenza termica (acqua ingresso 50°C)		W	1450
Potenza termica resistenza elettrica		W	700
Portata acqua		l/s	0,0594
Perdite di carico acqua		kPa	2,8
Potenza frigorifera totale	max.	W	1000
Potenza frigorifera totale	med.	W	890
Potenza frigorifera totale	min.	W	720
Potenza frigorifera sensibile	max.	W	830
Potenza frigorifera sensibile	med.	W	710
Potenza frigorifera sensibile	min.	W	540
Portata acqua		l/s	0,0478
Perdite di carico acqua		kPa	2,6
Portata aria	max.	m³/s	0,0556
Portata aria	med.	m³/s	0,0444
Portata aria	min.	m³/s	0,0306
Numero di ventilatori			1
Pressione sonora	max.	dB(A)	38,5
Pressione sonora	med.	dB(A)	32,5
Pressione sonora	min.	dB(A)	27,5
Potenza sonora	max.	dB(A)	47
Potenza sonora	med.	dB(A)	41
Potenza sonora	min.	dB(A)	36
Contenuto acqua		l	0,58
Potenza max. motore		W	35
Corrente max. assorbita		A	0,16
Potenza max. motore res. elettrica		W	735
Corrente assorbita con res.elettrica		A	3,2
Attacchi batteria 3R		pollici	1/2
Attacchi batteria 1R		pollici	1/2
Dimensioni: Altezza		mm	563
Dimensioni: Larghezza		mm	640
Dimensioni: Profondità		mm	220
Altezza zoccoli		mm	105
Peso netto versione A senza zoccoli		kg	13
Peso netto versione U		kg	13
Peso netto versione P		kg	11
Tensione di alimentazione		V	230
Frequenza di alimentazione		Hz	50
Numero di fasi alimentazione			1
Fattore riduzione Qt refrigerazione	med.		0,89
Fattore riduzione Qs refrigerazione	med.		0,86
Fattore riduzione Qt refrigerazione	min.		0,72
Fattore riduzione Qs refrigerazione	min.		0,65
Fattore riduzione Qt riscaldamento	med.		0,83
Fattore riduzione Qt riscaldamento	med.		0,65
Fattore riduzione Qt riscaldamento 1R	min.		0,89
Fattore riduzione Qt riscaldamento 1R	min.		0,73
Fattore riduzione Qt esp. diretta	med.		0,84
Fattore riduzione Qs esp. diretta	med.		0,83
Fattore riduzione Qt esp. diretta	min.		0,61
Fattore riduzione Qs esp. diretta	min.		0,58

Figura 328: Prestazioni dei Fan Coil

Mod.	FCX 17	FCX 22	FCX 32	FCX 42	FCX 50	FCX 62	FCX 82	FCX 102
A	563	563	563	563	563	688	688	688
B	640	750	980	1200	1200	1320	1320	1320
C	105	105	105	105	105	125	125	125
Peso * Weight * kg	13	15	20	24	24	34	34	34

* Peso ventilconvettore senza zoccoli – *Weight of fan coil without feet*

Figura 329: Dati dimensionali dei fan coil

13.25 CONSIDERAZIONI PROGETTUALI PER GLI IMPIANTI MISTI

Per un corretto dimensionamento delle apparecchiature che compongono un impianto misto occorre tenere presenti le seguenti considerazioni:

13.25.1 UNITÀ DI TRATTAMENTO DELL'ARIA PRIMARIA

Questa apparecchiatura ha lo scopo di trattare l'aria primaria che deve garantire le condizioni di benessere interno agli ambienti.

Essa deve essere calcolata in funzione delle portate di aria di rinnovo previste dalle attuali norme (*UNI 10339*) o dalla metodologia indicata da *O. Fanger* (*vedi capitolo 2 sulle condizioni ambientali di benessere*).

Condizioni estive

L'unità di trattamento aria per la preparazione dell'aria primaria in condizioni estive effettua le operazioni indicate in Figura 330: l'aria esterna (punto A) viene raffreddata e deumidificata fino al punto più basso possibile, punto B, e quindi immessa negli ambienti.

Si osservino in Figura 331 le grandezze di scambio calcolate per le trasformazioni suddette.

L'aria primaria immessa apporta il seguente calore sensibile:

$$Q_s = \dot{m} c_{pa} \left(t_{Amb} - t_{Ap} \right)$$

che dovrà sommarsi a quello ceduto dai fan coil ed inoltre apporta il seguente calore latente:

$$Q_L = \dot{m}_{AP} r \left(x_{Amb} - x_{AP} \right)$$

che praticamente deve soddisfare da solo il carico latente dell'ambiente essendo quello dei fan coil del tutto trascurabile nelle normali condizioni d'uso.

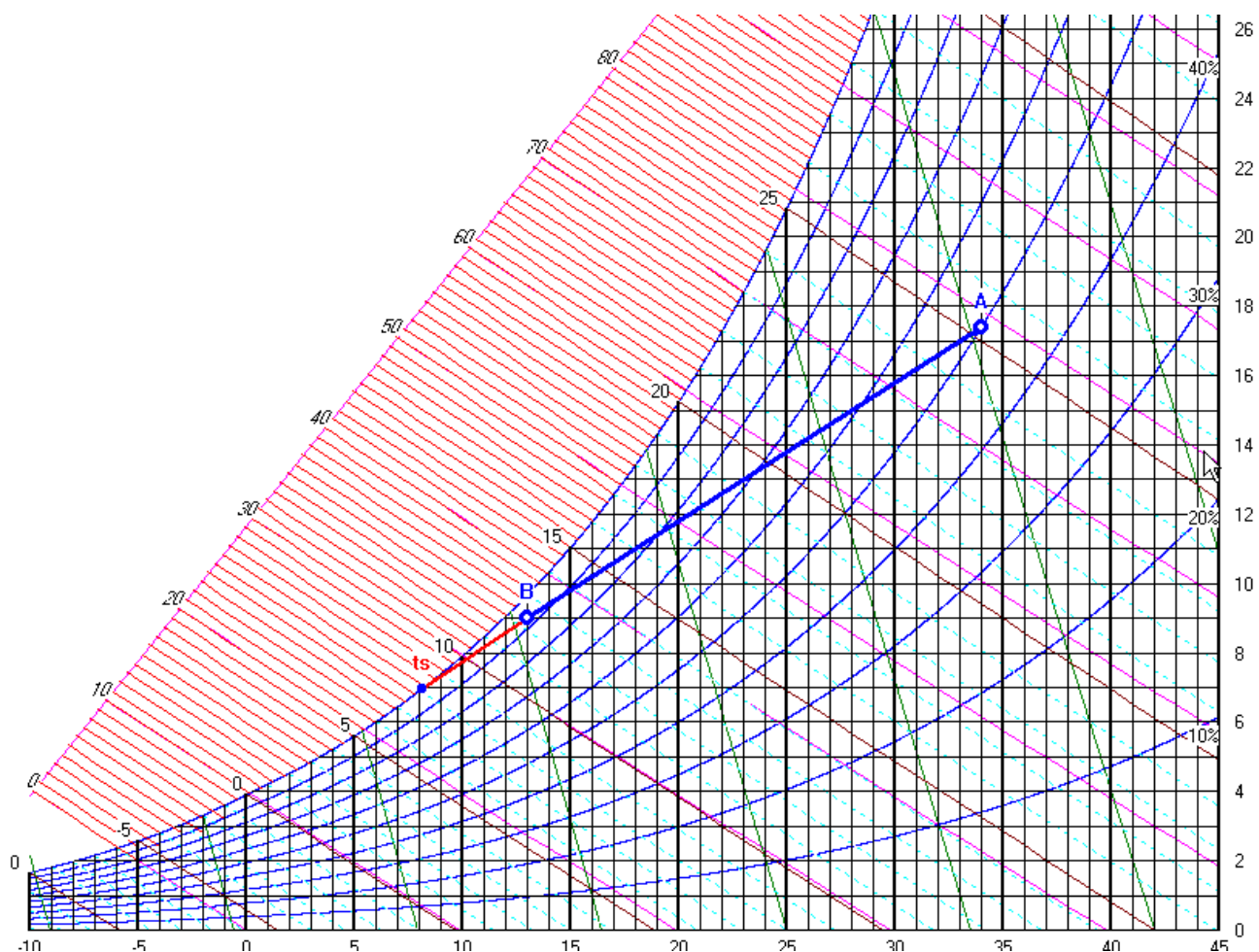



Figura 330: Trattamento aria primaria in condizioni estive

```
--RAFF. CON DEUMIDIFICAZIONE--
Qs = 59.629 kW
Qt = 119.429 kW
Qs/Qt = 0.499
qx = 23.338 g/s
dh/dx = 5.117
fs = 0.812 ; fattore di contatto
qmA  =2.7777 kg/s  ; portata massica
qvA  =9267 m3/h  ; portata volumica
qmB  =2.7777 kg/s  ; portata massica
qvB  =8520 m3/h  ; portata volumica
dt = 21.00 K
dx = 8.40 g/kg
dh = 42.996 kJ/kg
```

Figura 331: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni estive

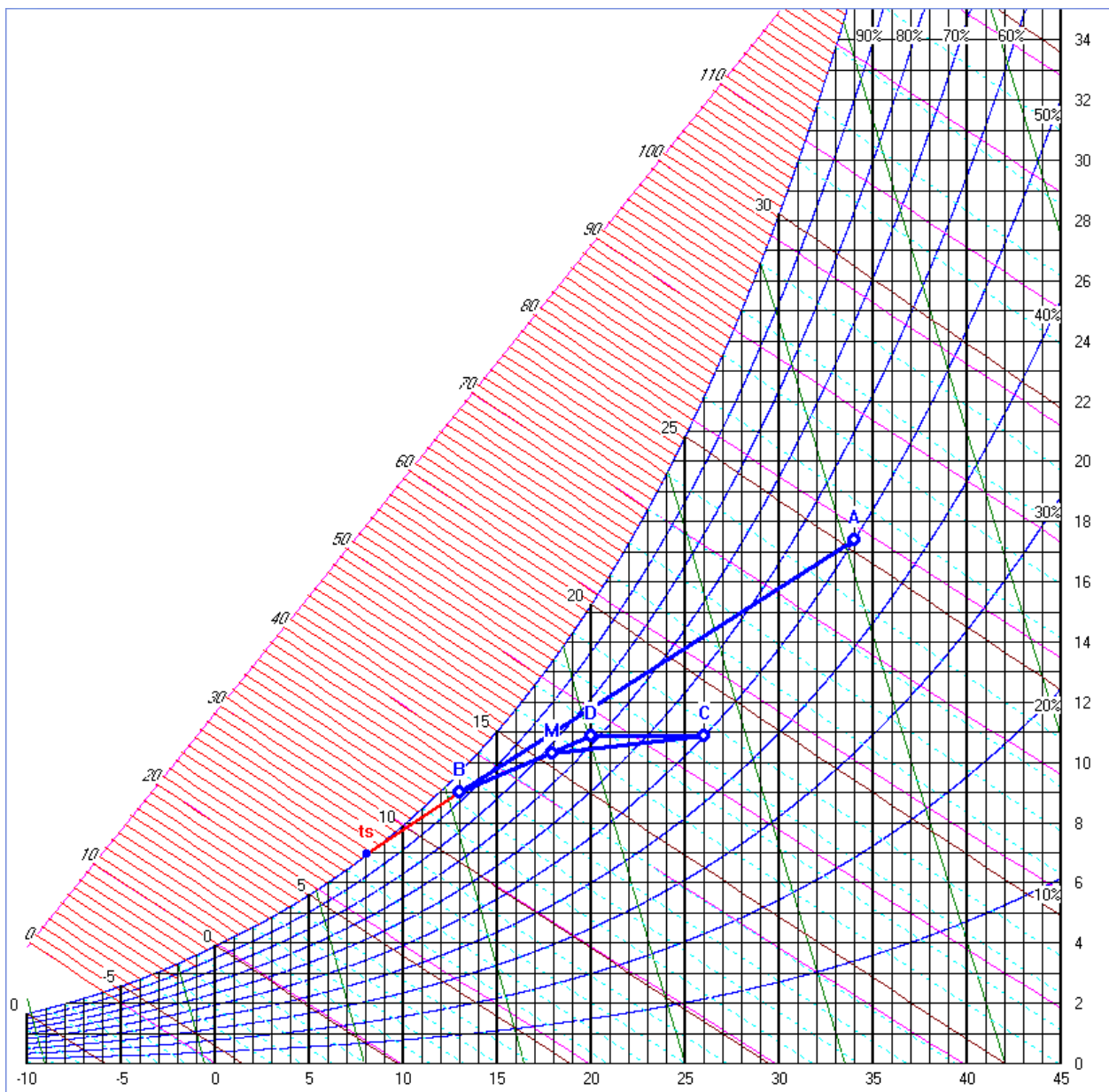



Figura 332: Rappresentazione di un impianto misto nel piano psicrometrico

In Figura 332 si ha una rappresentazione schematica di un impianto misto nell'ipotesi che l'aria primaria sia relativa ad un solo ambiente. Le trasformazioni indicate sono:

- AD raffreddamento con deumidificazione dell'aria esterna (primaria) nell'UTA;
- CD raffreddamento dell'aria ambiente mediante fan coil;
- M punto di miscelazione fra aria primaria (B) e aria ambiente raffreddata (D). Questa miscelazione avviene in ambiente per effetto sia dell'immissione dell'aria primaria che dell'effetto del fan coil;
- MC retta ambiente: l'aria miscelata M porta l'ambiente nelle condizioni di progetto (C).

Condizioni invernali

Nel caso invernale l'aria primaria subisce le trasformazioni indicate in Figura 333: l'aria esterna (punto A) viene riscaldata ad una temperatura di 28-30 °C (29 nell'esempio di figura) e quindi umidificata (a vapore in figura) fino alle condizioni finali (punto C) di immissione negli ambienti.

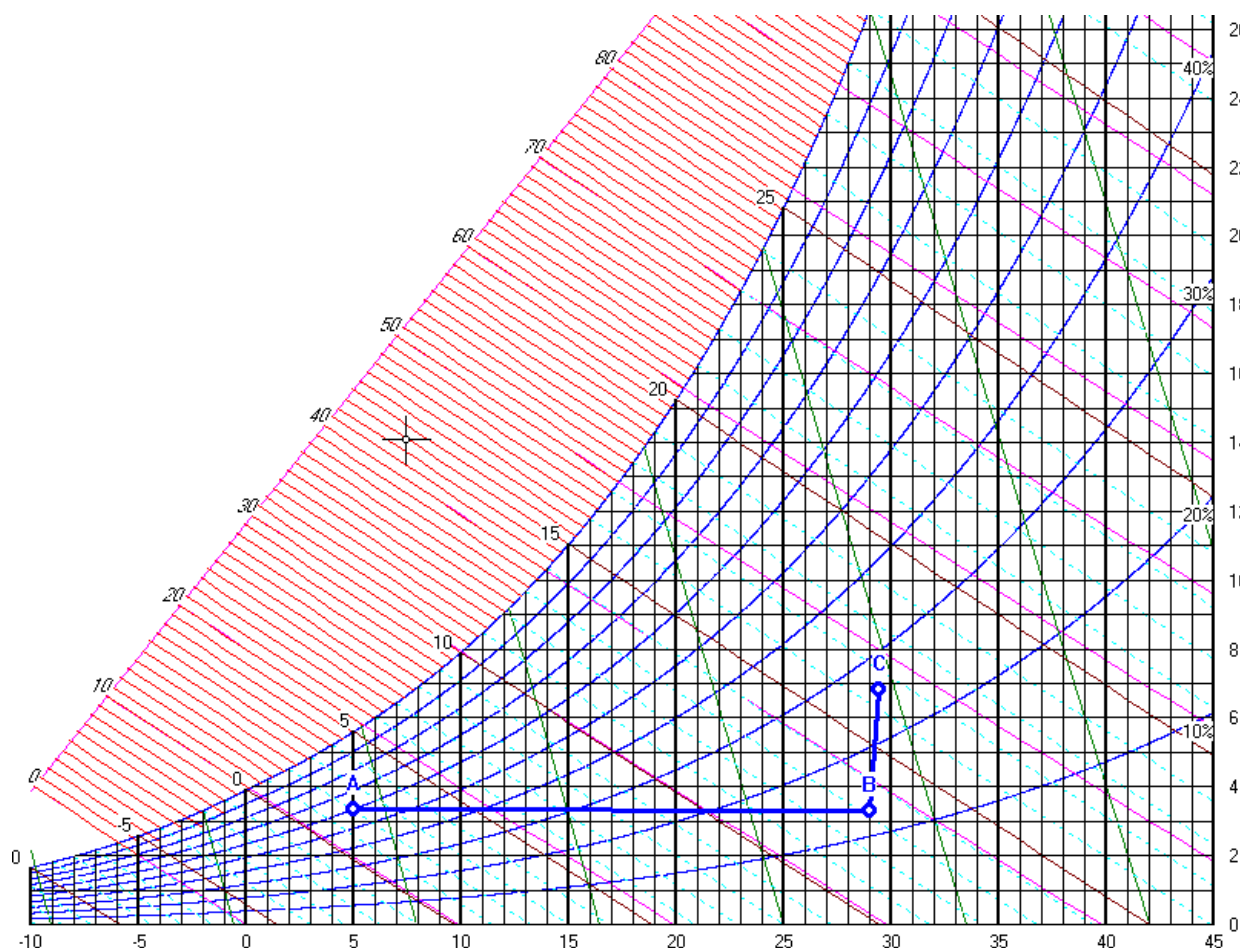



Figura 333: Trattamenti per l'aria primaria in condizioni invernali

In Figura 334 si ha il quadro riassuntivo dei calcoli termoigrometrico delle trasformazioni sopra indicate. Vale quanto detto in precedenza per gli apporti di calore sensibile e latente.

```
--RISCALDAMENTO--
Qs = 67.135 kW
qmA  =2.7777 kg/s   ; portata massica
qvA  =8207 m3/h   ; portata volumica
qmB  =2.7777 kg/s   ; portata massica
qvB  =8915 m3/h   ; portata volumica
dt = 24.00 K
dx = 0.05 g/kg
dh = 24.169 kJ/kg

--UMIDIFICAZIONE--
qx = 9.722 g/s
qmB  =2.7777 kg/s   ; portata massica
qvB  =8915 m3/h   ; portata volumica
qmC  =2.7777 kg/s   ; portata massica
qvC  =8977 m3/h   ; portata volumica
dt = 0.42 K
dx = 3.50 g/kg
dh = 9.364 kJ/kg
```

Figura 334: Calcoli termoigrometrico per l'aria primaria in condizioni invernali

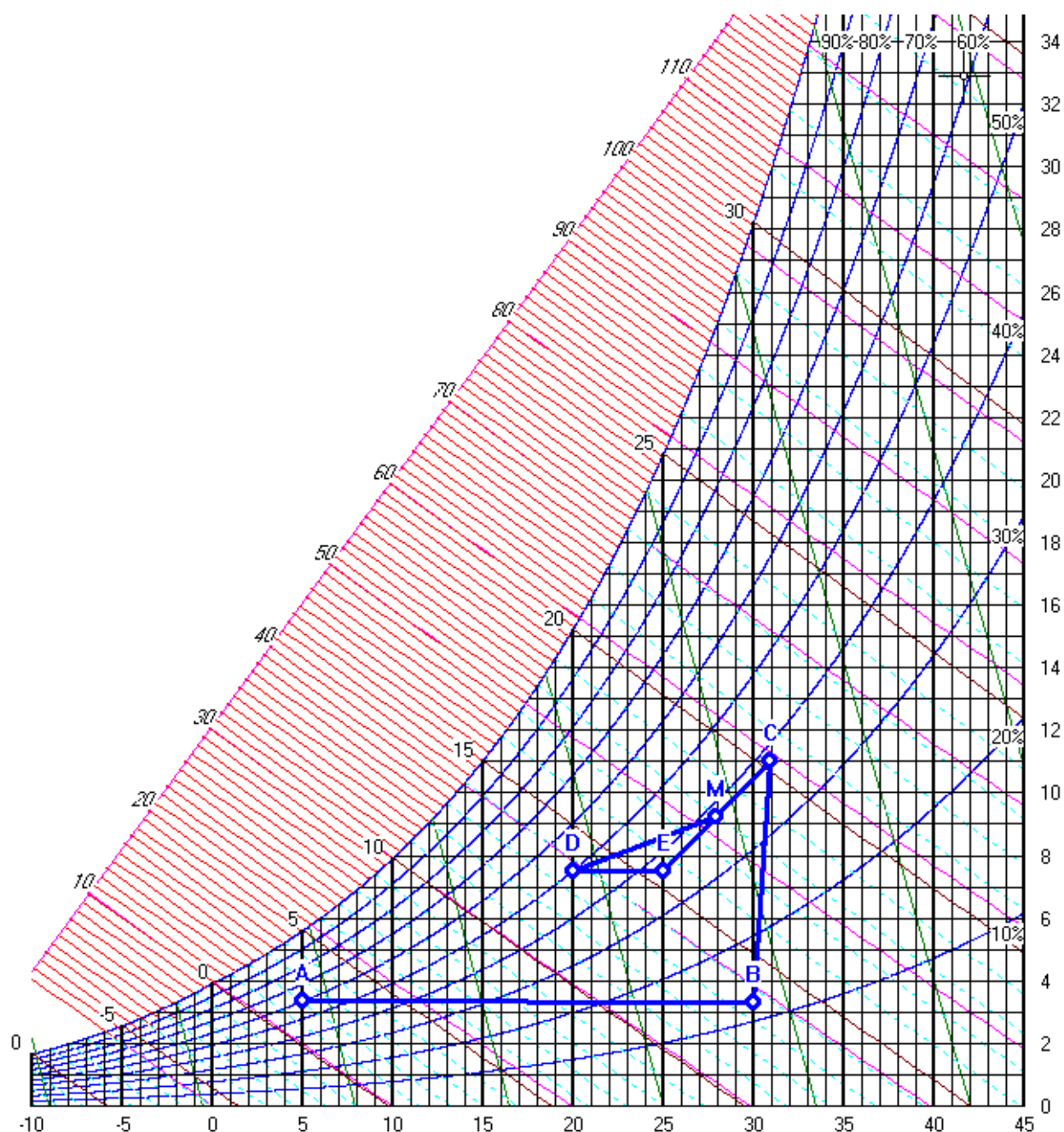



Figura 335: Schema di funzionamento di un impianto AP + FC invernale

In Figura 335 si ha la rappresentazione di quanto avviene in un impianto di condizionamento invernale con aria primaria e fan coil. Supposto che l'aria primaria sia quella del solo ambiente in elaborazione, l'aria esterna passa dalle condizioni A alle condizioni B per solo riscaldamento.

Successivamente per umidificazione a vapore l'aria passa da B alle condizioni C (con 11 g/kg di umidità assoluta) che sono quelle dell'aria primaria immessa.

Nel fan coil l'aria ambiente D viene riscaldata fino alle condizioni del punto E e quindi avviene, all'interno dell'ambiente, la miscelazione con l'aria primaria C ottenendo il punto, indicato ancora con la lettera M, sulla retta ambiente.

L'aria così miscelata è in grado di portare l'ambiente alle condizioni di temperatura ed umidità di progetto.

Figura 336: Carico termico della trasformazione MD

In Figura 336 si hanno i valori del calore sensibile e totale della trasformazione (carico ambiente) MD sopra citata.

Regolazione negli impianti misti

Un elemento importante e fondamentale per il corretto funzionamento degli impianti misti è la regolazione elettronica. Si osservi che le condizioni di immissione dell'aria primaria (punto J della Figura 337)sono comuni a tutti gli ambienti e cioè la temperatura e l'umidità assoluta sono costanti. Le portate di aria primaria sono pari almeno alle portate fisiologiche richieste nei singoli ambienti. Ne consegue che sull'aria primaria possiamo agire poco se non in centrale di trattamento aria sul punto di immissione comune. In qualche caso può convenire post-riscaldare localmente l'aria primaria immessa.

Il funzionamento dei fan coil è regolato mediante una valvola a tre vie miscelatrice che regola la temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria (fredda o calda a seconda della stagione) in modo da far variare la temperatura di uscita dell'aria (punto B di Figura 337). Inoltre è anche possibile (*nei fan coil con sistemi di controllo adeguati, ad esempio mediante inverter sul motore*) far variare la velocità della ventola dei fan coil per variare la portata di aria trattata.

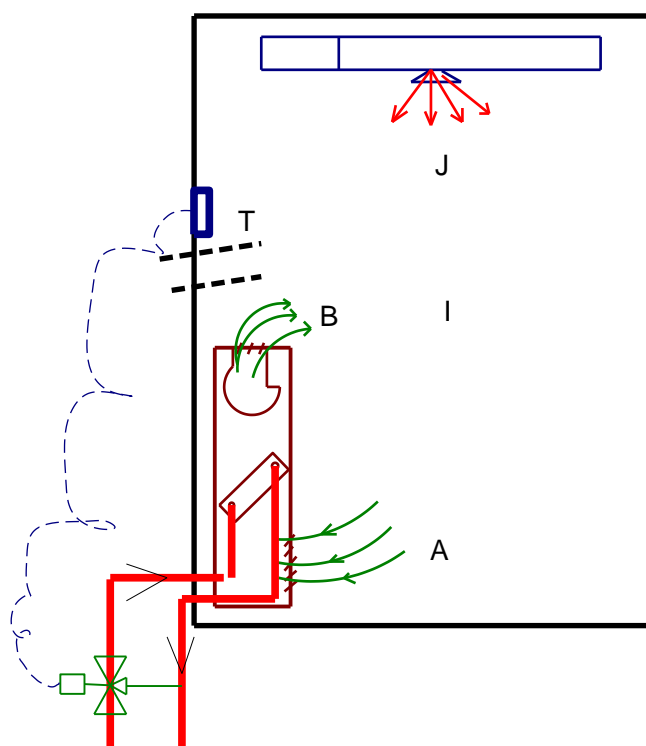



Figura 337: Regolazione dei fan coil mediante valvola a tre vie

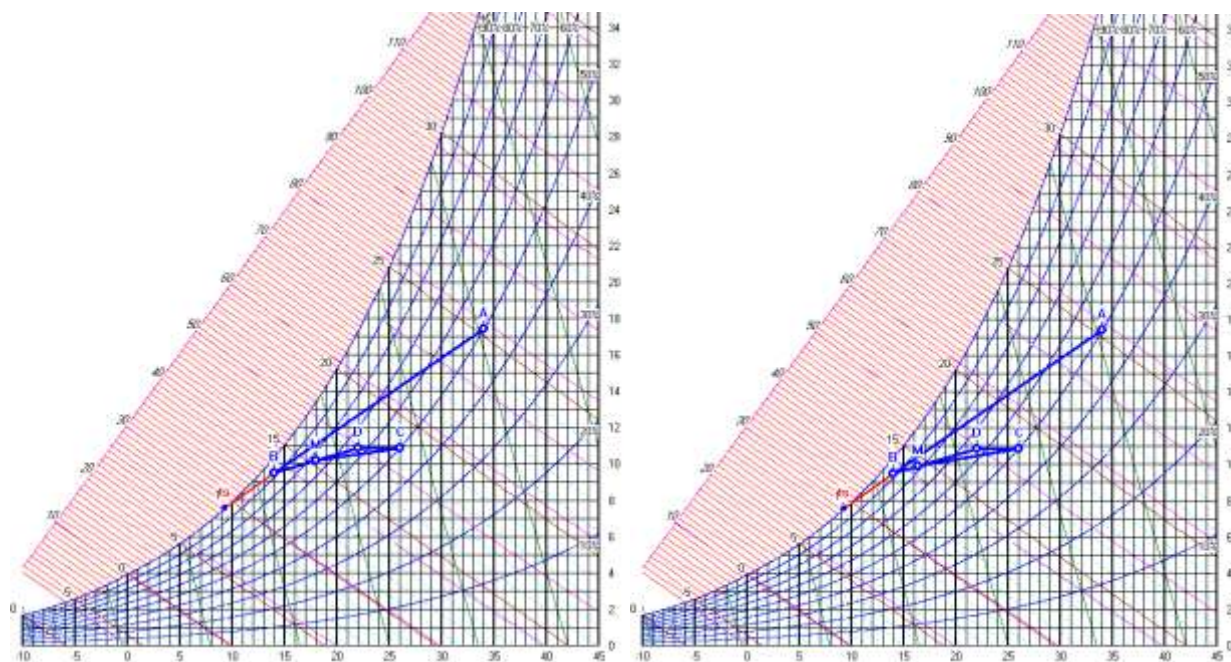



Figura 338: Regolazione estiva mediante variazione della portata di FC

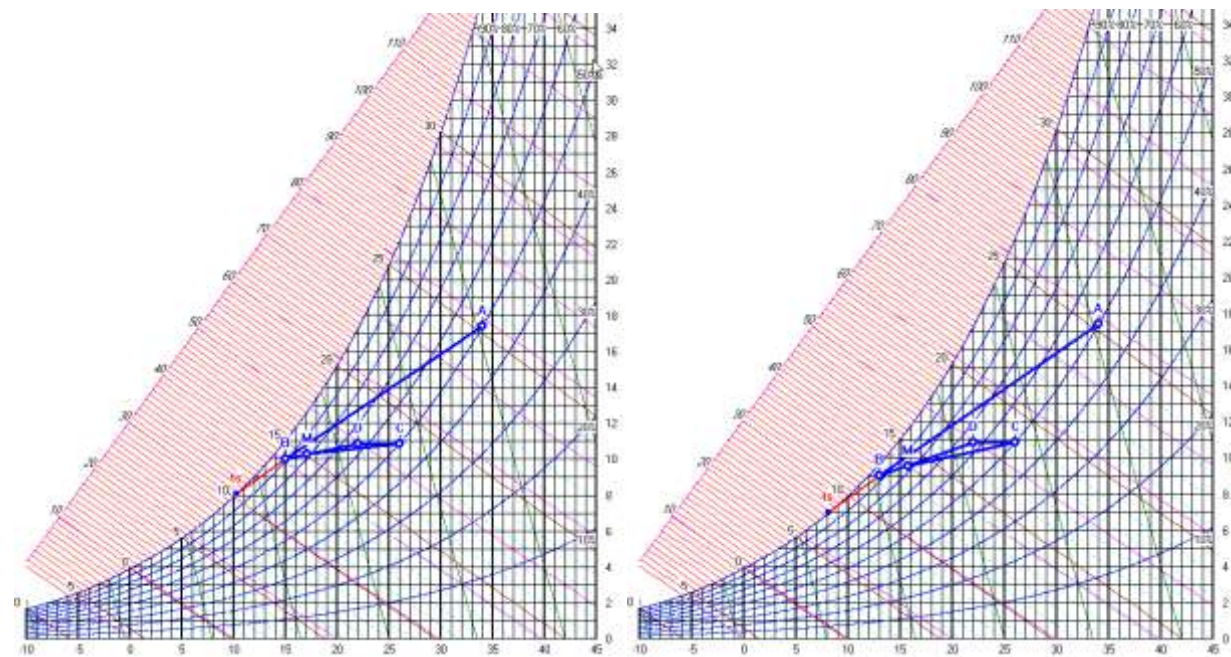



Figura 339: Relazione estiva mediante variazione delle condizioni dell'aria primaria

In Figura 338 si ha un esempio di regolazione estiva mediante variazione della velocità della soffiante del fan coil (e quindi della portata d'aria da questo trattata) sia in aumento che in decremento.

In Figura 339 si ha un esempio di regolazione estiva ottenuta facendo variare il punto di immissione dell'aria primaria.

Va osservato che nel caso in cui non si varino sia la portata trattata nei fan coil che il punto di immissione dell'aria primaria allora si varia il calore sensibile fornito dal fan coil mediante la variazione del punto di mescolamento dell'acqua fredda (in estate) o dell'acqua calda (in inverno) con la valvola a tre vie miscelatrice sia per effetto della variazione del carico interno dell'ambiente sia per variazione del punto di lavoro del termostato ambiente. In tutti i casi la regolazione termica mediante la valvola miscelatrice a tre vie risulta fondamentale per il corretto utilizzo del sistema di condizionamento misto

In Figura 340 e in Figura 341 si hanno gli analoghi casi di regolazione invernale sia mediante variazione di portata dei fan coil che del punto di immissione dell'aria primaria.

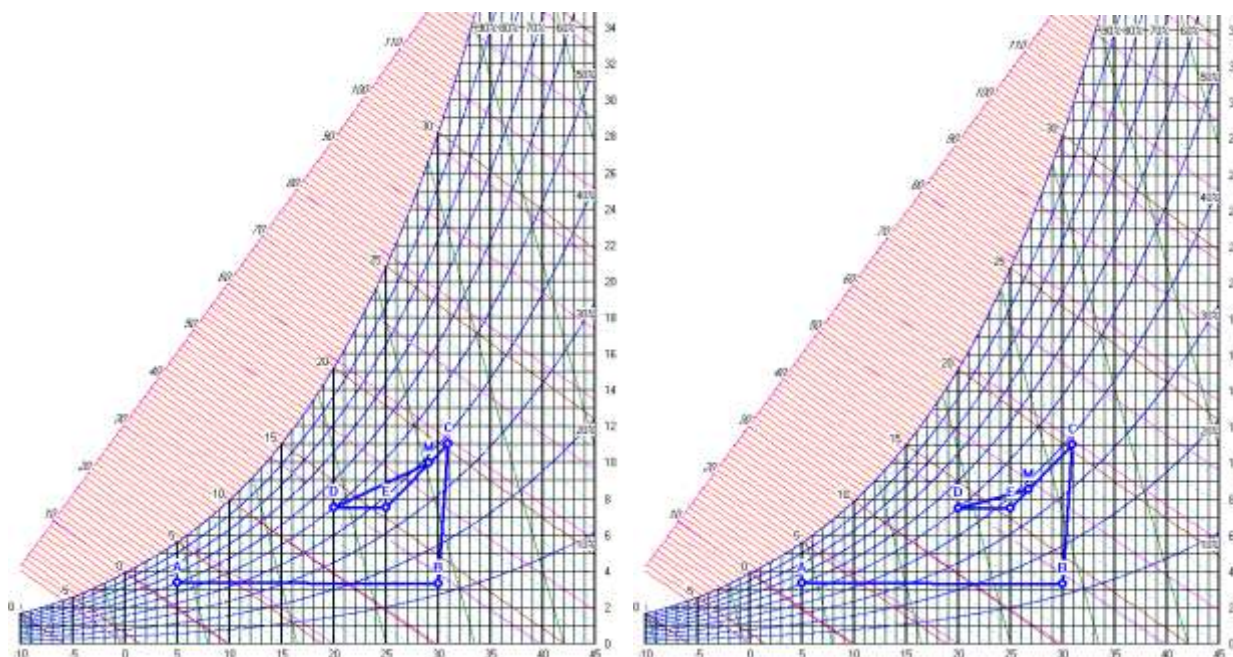



Figura 340: Regolazione invernale mediante variazione della portata del fan coil

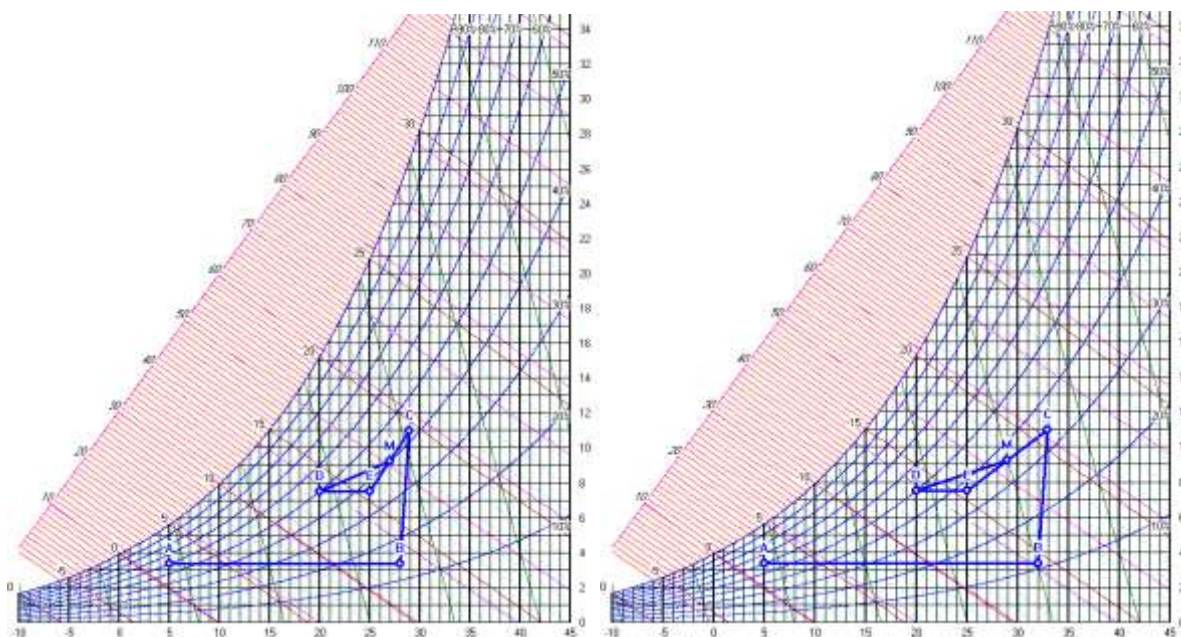



Figura 341: Regolazione invernale mediante variazione della temperatura dell'aria primaria

Altre notizie sulla regolazione degli impianti misti possono essere reperite nei manuali specializzati e nel Capitolo 19 sulla *Regolazione degli Impianti.*

Tipologie di installazione delle UTA dell'aria primaria all'interno degli ambienti

I fan coil possono essere di vario tipo, come più volte accennato: ad esempio possono essere appoggiati su pavimento, pensili, a soffitto e quindi consentono un'ampia tipologia di installazione.

Le unità di aria primaria sono canalizzabili e pertanto possono presentare difficoltà di installazione per il cronico problema di mancanza di spazi per i canali di distribuzione.

Nelle figure seguenti si hanno esempi vari di installazione di queste unità all'interno degli ambienti.

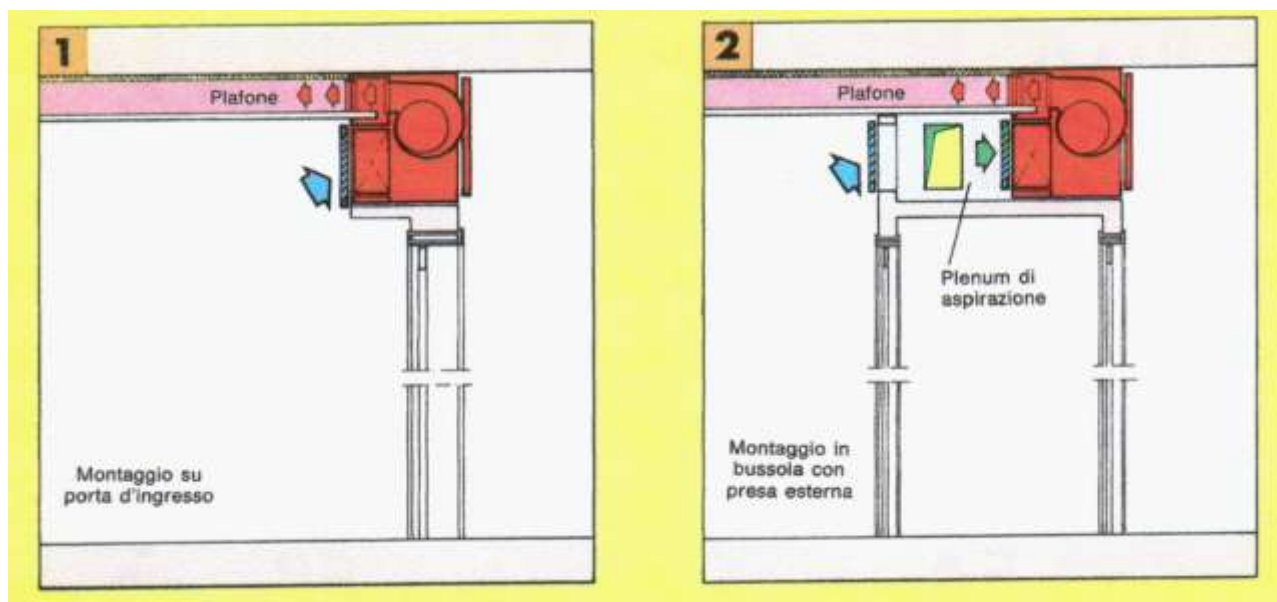



Figura 342: Disposizione dei fan coil canalizzati

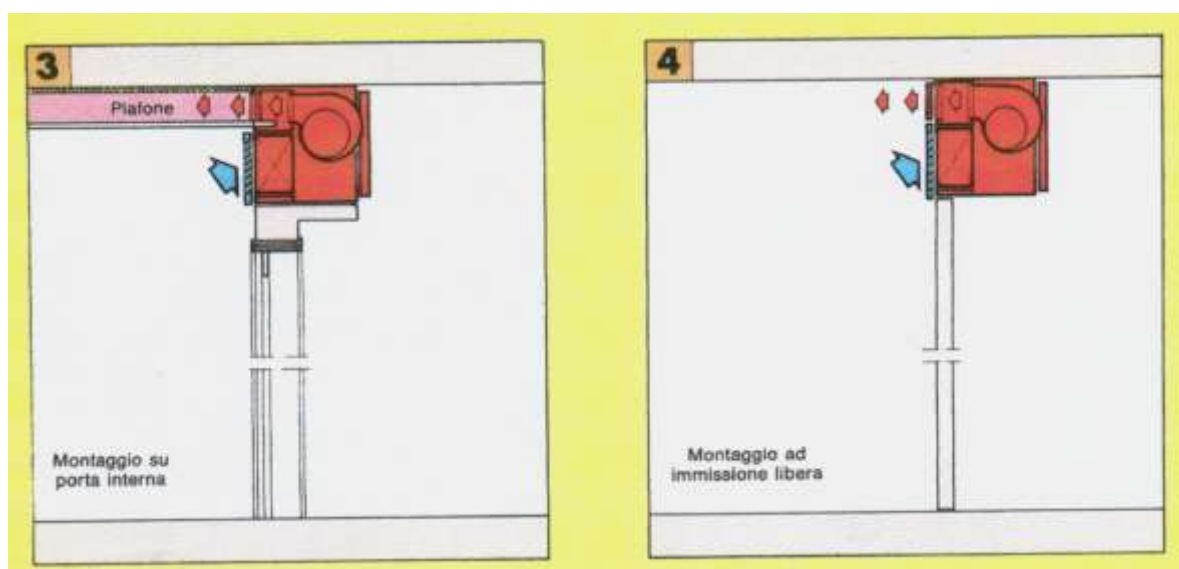



Figura 343: Disposizione dei fan coil canalizzati

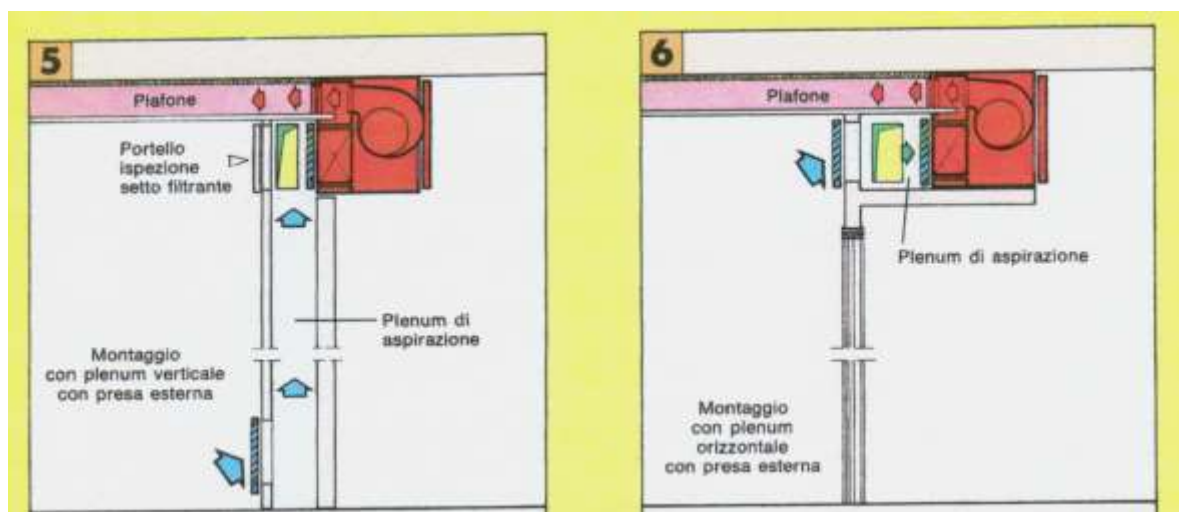



Figura 344: Disposizione dei fan coil canalizzati

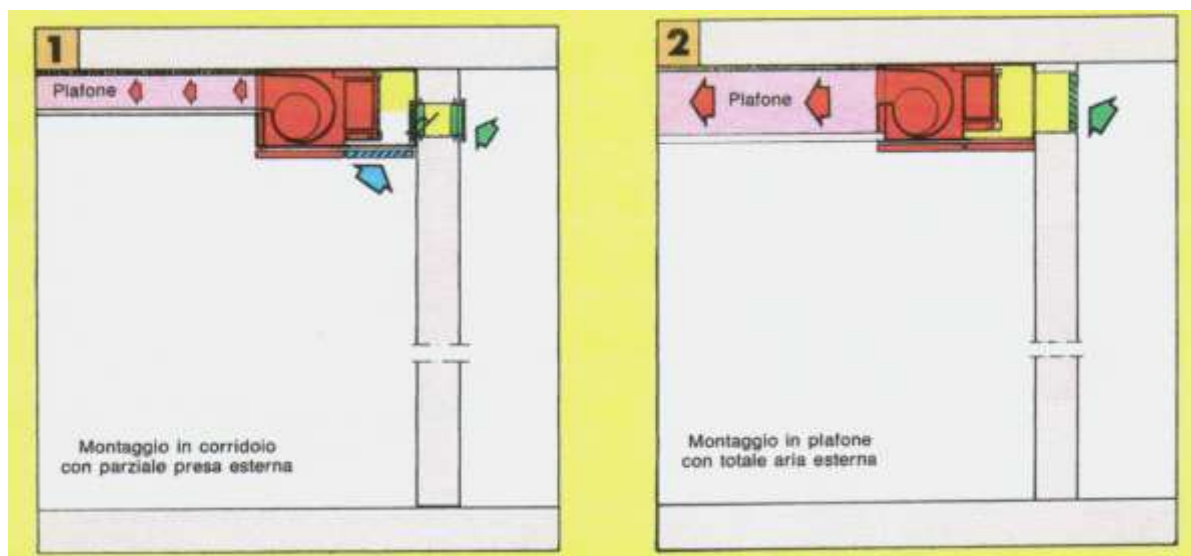



Figura 345: Disposizione dei fan coil canalizzati

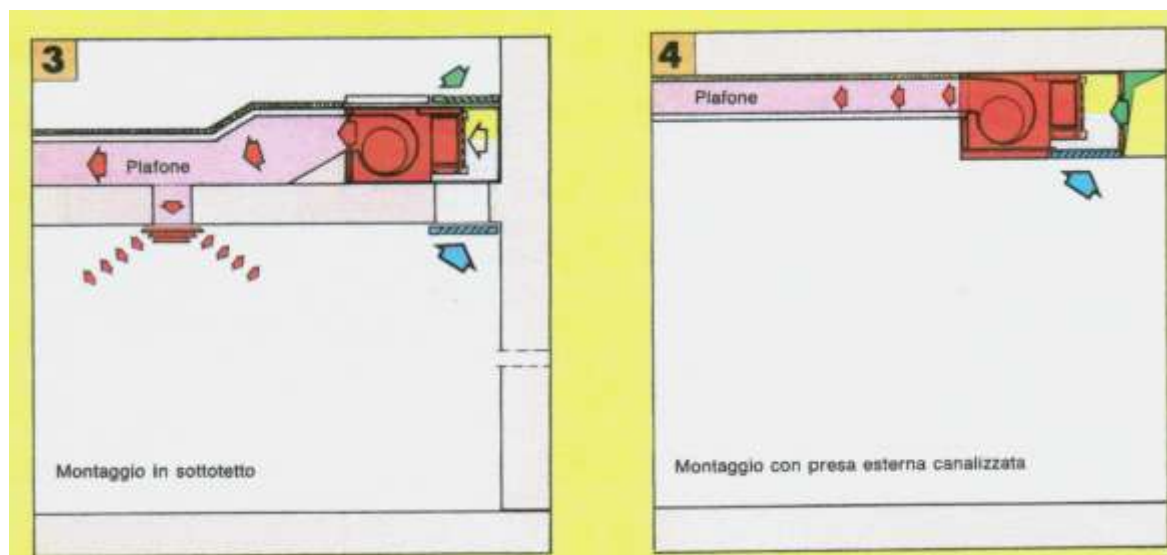



Figura 346: Disposizione dei fan coil canalizzati

Figura 347: Disposizione dei fan coil canalizzati

Inoltre l'*UTA* deve provvedere:
- Al controllo indiretto dell'umidità relativa dell'ambiente in caso di climatizzazione invernale;
- Al controllo indiretto dell'umidità relativa dell'ambiente in caso di climatizzazione estiva;
- Controllo sulla filtrazione dell'aria di rinnovo con mantenimento indiretto del massimo valore di polverosità;
- Rimozione degli inquinanti ambiente con la massima efficienza possibile;
- Garantire la privacy evitando dirette comunicazioni fra gli ambienti[125];
- Non incrementare la rumorosità di fondo;
- Non creare fastidiose correnti d'aria per effetto di differenze di velocità relative e di temperature.

Pressurizzazione dell'edificio

La pressurizzazione dell'edificio è ottenuta mediante un'immissione dell'aria a pressione superiore a quella interna degli ambienti. Quest'operazione consente di:
- controllare la trasmigrazione dell'aria tra ambienti;
- controllare l'infiltrazione dell'aria dall'esterno.

Controllo termico degli ambienti

Il controllo termico degli ambienti, scopo fondamentale dell'impianto di climatizzazione, ha lo scopo di:
- Integrare o detrarre i carichi di energia termica nelle mezze stagioni;
- Caratterizzare le zone a diverso *fattore termico* con richiesta contemporanea di caldo e di freddo;
- Integrare il funzionamento dei ventilconvettori nelle stagioni di massima richiesta energetica.

13.25.2 CRITERI DI PROGETTO PER GLI IMPIANTI MISTI

Con questa tipologia di impianti si ha il seguente bilancio del carico sensibile:

$$Q_S = \dot{m}_{aI} c_p \left(t_{ai} - t_{aI} \right) + Q_{FC} \qquad [396]$$

ove si ha il simbolismo:
- Q_s carico sensibile della zona i.*esima*;
- $\dot{m}_{aI}$ portata d'aria primaria nella zona i.*esima*;
- t_{aI} temperatura dell'aria primaria di immissione;
- t_{ai} temperatura dell'aria nella i.esima zona.
- Q_{FC} flusso termico ceduto dai fan coil.

Per il bilancio del vapor d'acqua si ha l'equazione:

$$G_V = \dot{m}_{aI} \left(x_i - x_I \right) \qquad [397]$$

ove si ha:
- G_v produzione di vapore nella i.esima zona;
- x_I umidità specifica dell'aria primaria di immissione;
- x_i umidità specifica della i.esima zona.

Le due equazioni consentono una progettazione flessibile degli impianti misti.

La [396] ci dice che il carico sensibile di una zona può essere soddisfatto in infiniti modi a seconda della suddivisione degli addendi a secondo membro, cioè a seconda di quanto si vuole attribuire all'aria e quanto all'acqua.

Di solito si fa in modo di inviare una portata di aria primaria pari a quella di solo ricambio fisiologico e nelle condizioni di temperatura minima possibile a seconda della batteria fredda.

[125] Il suono prodotto in un ambiente viene facilmente trasmesso attraverso i canali, come attraverso una sorta di guida d'onda, e così diffuso negli altri ambienti. Per evitare questi effetti di by pass acustici occorre progettare con cura i canali, inserendo all'interno opportune trappole acustiche.

Ciò, naturalmente, non consente sempre un controllo ottimale dell'umidità interna delle zone, come si è osservato anche per gli impianti a doppio condotto.

L'aria primaria fornisce il carico latente:

$$Q_L = \dot{m}_{aI}\left(x_i - x_I\right) r \qquad [398]$$

mentre ai *fan coil* si lascia il carico sensibile secondo la [396].

13.25.3 CRITERI DI PROGETTO DEI VENTILCONVETTORI

I ventilconvettori (*fan coil*) hanno lo scopo di controllare la temperatura ambiente invernale ed estiva con tolleranze ristrette *(±2 °C)* rispetto al valore di progetto. Le norme *UNI 10339* stabiliscono i seguenti valori delle temperature a bulbo secco: Inverno 20 °C, Estate 26 °C.

Le velocità massime di variazione debbono essere $\Delta t_{bs} < 1$ °C/h. Queste unità debbono garantire anche una bassa rumorosità, in conformità alle norme *UNI 8199/81* ed una buona flessibilità consentendo la personalizzazione delle aree condizionate al fine di soddisfare la massima parte degli utilizzatori.

I ventilconvettori debbono anche avere controllo della velocità dell'aria, verificando i ricircoli ambiente mediante una buona sensibilità della risposta. Le norme *UNI 10339* definiscono i valori massimi delle velocità dell'aria ammessi nella zona occupata.

Questi valori vanno commisurati agli altri (condizioni termoigrometriche, abbigliamento, metabolismo, …) per garantire il benessere interno (vedi norma *ISO 7730*).

Pertanto nel ciclo estivo il fan coil deve asportare il solo carico sensibile con l'aiuto dell'aria primaria e può essere dimensionato rispetto al carico di picco ed attribuendo una riduzione del carico al variare della velocità della ventola: 25% se dimensionato alla media velocità, 50% se dimensionato alla minima velocità. Per il corretto funzionamento e controllo delle condizioni ambientali è necessaria una termoregolazione in centrale in relazione all'umidità ambiente. In particolare il preciso controllo della temperatura dell'acqua di mandata al valore di rugiada può consentire la deumidificazione saltuaria nel caso in cui si verifichi nell'ambiente un momentaneo apporto di calore latente. Il valore della temperatura dell'acqua influenza la resa sensibile del ventilconvettore.

Scelta del ventilconvettore

Come per tutte le unità terminali alimentate ad acqua calda e fredda si devono considerare più aspetti che influenzano la resa ed il risultato: in particolare occorre effettuare un'analisi dell'ambiente climatizzato e dell'apparecchio utilizzato. Per quanto riguarda l'ambiente le verifiche sono relative a:

- valutazione dei carichi (positivi e negativi) di picco e minimi;
- variazione dei carichi nel tempo intesa oltre che per le strutture anche per l'utilizzo dell'ambiente stesso da parte degli occupanti;
- qualità dei parametri controllati;
- quantità dei parametri controllati (temperatura, umidità relativa, velocità dell'aria, rumorosità, ..)
- spazio occupato dall'apparecchiatura;
- possibilità di ispezione e di manutenzione periodica;
- flessibilità per possibile modifica sia degli spazi (pareti mobili) sia dei carichi interni (aumento dell'affollamento o di apparecchiature).

La relazione per il calcolo del calore sensibile asportato è la seguente:

$$Q_S = R \cdot C \cdot U \cdot A \cdot G \cdot \Delta t_m \cdot F_c \qquad [399]$$

ove:

- Q_S calore sensibile scambiato dalla batteria, W
- R numero dei ranghi della batteria,
- C fattore di condensazione,
- U coefficiente globale di scambio termico, W/m²K
- A superficie frontale della batteria, m²

- Δt_m differenza di temperatura media logaritmica dato da:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \qquad [400]$$

- F_c fattore di contatto normalmente pari a 0.7
- G portata dell'aria da trattare, L/s.

Per l'asportazione del carico latente andrà verificata la reale deumidificazione dell'aria ambiente e i relativi costi energetici.

Occorre anche verificare la corretta esecuzione dello scarico della condensa.

13.26 CONFRONTO FRA LE TIPOLOGIE IMPIANTISTICHE

In riferimento alla norma *UNI 10339* vengono ora confrontate le tipologie impiantistiche sin qui esaminate avendo di mira: le funzioni svolte, le modalità di funzionamento, la localizzazione dei trattamenti.

Inoltre nel confronto occorre sempre considerare anche il comfort generato e quindi il voto medio previsto (*PMV*) che ogni tipologia di impianto è in grado di ottenere nonché il costo energetico e di gestione che essi forniscono.

13.26.1 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ARIA

Rientrano in questa tipologia gli impianti centralizzati comprendenti:

- Impianti a portata costante e temperatura variabile;
- Impianti a portata variabile[126] e temperatura costante;
- Impianti multizona;
- Impianti con post riscaldamento ambiente,…

Per quanto riguarda il tipo di diffusione o unità terminali utilizzate si hanno alcune differenziazioni (bocchette, casette di miscelazione, unità lineari, …) che pur tuttavia non comportano variazioni tipologiche.

Questi impianti vanno bene per:

- Grandi aree;
- Per risolvere specifiche problematiche di settore in relazione a temperatura o umidità, purezza dell'aria;
- Ambienti industriali;
- Impianti con trattamento centralizzato della sola aria primaria e successivo trattamento finale locale.

Vantaggi presentati

Possiamo così riassumere i vantaggi:

- Collocazione centralizzata di tutti i componenti principali;
- Conseguente facilità di manutenzione centralizzata in spazi tecnologici di norma ampli e ben accessibili (centrali termiche);
- Non richiede interventi nelle zone di lavoro;
- Maggiore possibilità di sfruttamento del *free cooling*;
- Facile adattabilità al recupero di calore;
- E' possibile avere grandi portate di aria di rinnovo;

---

[126] Si tratta di impianti di nuovo sviluppo nei quali viene fatta variare la portata d'aria nei canali agendo sulla velocità della ventola. Essi consentono di ottenere sensibili economie energetiche e si stanno affermando soprattutto negli USA.

- Consente cambi stagionali automatici;
- Consente il controllo di tutti i parametri del benessere ambientale (temperatura, umidità, velocità dell'aria, rumorosità).

Svantaggi presentati

- Richiede spazio addizionale per i canali d'aria, solitamente ingombranti;
- Richiede energia addizionale per le zone perimetrali o per spazi a fattore termico differente o durante le ore di non occupazione dei locali (a meno di non usare impianti a portata d'aria variabile);
- Difficoltà di bilanciamento per l'estensione e complessità delle reti di distribuzione dell'aria;
- Necessità di accesso agli apparecchi terminali (cassette di distribuzione, ….);
- Aria di rinnovo non convogliabile ai singoli ambienti in funzione delle loro esigenze temporali;
- Difficoltoso controllo della temperatura nei singoli ambienti. Si può pensare di aggiungere una batteria di post riscaldamento con valvola a tre vie a monte delle bocchette di mandata in modo che ogni utente possa cambiare il valore del *set point*. In ogni caso non si può annullare la mandata dell'aria senza sconvolgere l'equilibratura dell'intera rete di distribuzione dell'aria;
- Controllo parziale dell'umidità relativa nei singoli ambienti.

13.26.2 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA

Questa categoria di impianti comprende:

- Impianti ad aria primaria centralizzata e ventilconvettori;
- Impianti ad aria primaria centralizzata e termoventilanti;
- Impianti ad aria primaria centralizzata e pannelli radianti.

L'uso è di norma indirizzato per:

- Complessi di uffici di piccole, medie e grandi dimensioni;
- Piccoli ambienti ad uso non continuativo e a bassa contemporaneità di utilizzo;
- Centri commerciali;
- Centri polifunzionali;
- Alberghi;
- Ospedali, Case di cura e di ricovero;
- Impianti con trattamento locale.

Vantaggi presentati

- Consente il controllo della temperatura di ogni locale;
- A una buona flessibilità con differenti condizioni operative;
- Richiede poco spazio per la distribuzione;
- Richiede minor spazio per le apparecchiature centralizzate per l'aria primaria;
- Risparmia potenza usando acqua anziché aria;
- Può eliminare possibili contaminazioni da flussi incrociati;
- Risolve bene i problemi della suddivisione degli spazi interni svincolandosi dalla fase progettuale.

Svantaggi presentati

- Basse quantità di aria primaria rendono difficile, nel sistema a due tubi, un appropriato controllo dei parametri nelle mezze stagioni;
- Il cambiamento inverno/estate o per diverse esposizioni a notevole carico termico esterno può essere difficoltoso;
- La regolazione tende ad essere più complessa ed onerosa rispetto ad altri sistemi dovendo intervenire su più unità terminali;
- Non è adatto a risolvere applicazioni con grandi portate d'aria di espulsione;

- Elevati punti critici da controllare dislocati su tutti i locali;
- Elevato costo di gestione nel caso di unità terminali a ventilconvettore;
- Difficoltà di mantenimento di una elevata efficienza dei terminali;
- Non garantisce l'eliminazione di zone morte in ambiente;
- Difficoltà a controllare la velocità dell'aria negli ambienti.

Si osservi che alcune delle indicazioni indicate negli *svantaggi* sono indipendenti dalle scelte progettuali (apparecchiature selezionate) e possono essere risolte con selezioni più costose.

13.26.3 CARATTERISTICHE DEGLI IMPIANTI AD ACQUA ED AUTONOMI

Sono impianti di larghissima diffusione caratterizzati per l'unità terminale che può essere:

- Ventilconvettori;
- Pannelli radianti;
- Termoventilanti.

La loro classificazione può essere:

- Gruppi autonomi monoblocco ad espansione diretta, ad esempio i condizionatori a finestra;
- Gruppi autonomi split system ad espansione diretta.

La differenziazione degli impianti può anche essere effettuata per tipologia del fluido condensante (aria, acqua) e per l'ubicazione dello stesso impianto (all'interno o all'esterno).

Vantaggi degli impianti ad acqua

- Massima flessibilità per l'adattamento a configurazioni di edifici, soprattutto esistenti o ristrutturati, a diverso fattore termico;
- E' uno dei sistemi a minor costo iniziale;
- Ha un sistema di distribuzione semplice;
- Basso potenziale di contaminazione fra gli ambienti;
- Controllo della temperatura in ogni locale con veloce risposta alle variazioni di carico;
- Facile commutazione estate/inverno.

Svantaggi degli impianti ad acqua

- Controllo inadeguato dell'umidità interna;
- Non consente un adeguato controllo dei ricambi d'aria;
- Effetti antiestetici delle prese d'aria sulle facciate;
- Necessità di manutenzione ed assistenza nei locali condizionati;
- Necessità di pulizia di filtri, batterie e scarichi per evitare la crescita di batteri;
- Numero elevato di punti critici da controllare in tutti i locali;
- Manutenzione elevata dei terminali, specialmente nei ventilconvettori;
- Difficoltà nel mantenere efficienze elevate nei terminali;
- Non garantisce l'eliminazione di zone morte in ambiente e velocità d'aria controllate.
- Necessità di regolazione con valvola a tre vie nei singoli ventilconvettori.

Vantaggi per gli impianti autonomi

- Controllo in ogni locale della temperatura in riscaldamento e in raffrescamento;
- Permettono di risolvere problemi differenti fra ambienti diversi;
- Offre la massima personalizzazione per ciascun ambiente;
- Consente la massima autonomia dell'utilizzatore.

Svantaggi degli impianti autonomi

- Possibilità limitate di opzioni per dimensioni e regolazioni;
- Limitate possibilità per alti e bassi valori dell'umidità relativa;

- Problemi di rumorosità immessa negli ambienti;
- Impatto negativo dell'estetica per le facciate degli edifici;
- Pongono vincoli nell'arredo e nella sistemazione interna degli ambienti (ad esempio occupando le finestre o le porte vetrate);
- Maggiori costi di funzionamento;
- Maggiori costi di manutenzione;
- Manutenzione delle apparecchiature in locali occupati.

14. ENERGIE ALTERNATIVE

Vengono definite *energie alternative* quelle derivati da fonti energetiche non convenzionali quale petrolio, gas naturale e carbone. Quest'idea deriva dall'utilizzo di fonti energetiche definite *rinnovabili* poiché di origine solare.

L'energia solare e l'energia eolica (sua derivazione terrestre) sono, infatti, derivate dalla radiazione solare che comunque raggiunge la Terra e che pertanto, se sfruttata, non costerebbe nulla, non produrrebbe inquinamento e sarebbe praticamente inesauribile, almeno fin quando esisterà il Sole.

In questa sede si desidera puntualizzare alcuni aspetti importanti delle energie alternative che spesso vengono ignorate o sottaciute.

14.1 CALCOLO DELLA RADIAZIONE SOLARE MEDIA (SOLAR ENERGY AVAILABILITY)

Se si considera la Terra come una grande sfera nello spazio in movimento attorno al sole e si applicano le regole della geografia astronomica allora si può calcolare con grande precisione l'irraggiamento solare[127] che risulta dato da:

$$I_o = I_{cs} r \cos\vartheta \qquad [401]$$

ove si ha:

- I_{cs} costante solare pari a **1353** W/m²;
- R correzione per variazione della distanza terra-sole;
- cosθ angolo di inclinazione rispetto alla normale alla superficie terrestre.

La correzione per distanza terra-sole è data da:

$$r = 1 + 0.033\cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \qquad [402]$$

essendo n il giorno giulianeo[128]. Si definisce *angolo solare* ω l'angolo corrispondente allo spostamento relativo del sole nelle 24 ore per cui si ha ω=15 °/ora. L'irraggiamento extraterrestre varia da un minimo di 1325 W/m² a 1415 W/m² durante l'anno.

L'intensità giornaliera extra-atmosferica della irradiazione solare è data dall'integrale della [401] estesa dall'alba[129] al tramonto e quindi da:

$$H_o = \int_{-\omega_s}^{\omega_s} I_o d\left(\frac{24}{2\pi}\omega\right) \qquad [403]$$

In geografia astronomica, nota la latitudine φ di un sito, si definisce *declinazione solare* l'angolo rispetto al piano orizzontale corrispondente all'altezza massima del sole e si indica con δ ed è dato, indicando con *n* il giorno giuliano, dalla relazione:

$$\delta = 23.45\sin\left(360\frac{284+n}{365}\right) \qquad [404]$$

Pertanto si dimostra che la radiazione media giornaliera extra-atmosferica è data dalla relazione:

$$H_o = \frac{24}{2\pi} r I_{cs} \int_{-\omega_s}^{\omega_s} (\cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta) d\omega = \frac{24}{2\pi} r I_{cs}\left(\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi}{180}\omega_s\sin\varphi\sin\delta\right) \qquad [405]$$

Per una superficie generica è necessario calcolare l'angolo di inclinazione solare θ che, mediante considerazioni di trigonometria sferica, dati la latitudine ϕ la declinazione δ e l'angolo solare ω, è dato dalla relazione:

---

127 L'*irraggiamento solare* è dato dall'energia che incide nell'unità di tempo sull'unità di superficie. Le unità di misura sono [*W/m²*].

128 Si ricorda che il *giorno giulianeo* è dato dal numero progressivo del giorno a partire dal 1° gennaio, pari a *n=1*, fino al 31 dicembre pari a *n=365*. In questo modo i giorni dell'anno seguono una numerazione progressiva da 1 a 365.

129 L'*alba* e il *tramonto* sono detti *sun rise* e *sun set* e indicati con ω_s nella letteratura internazionale.

$$\cos\vartheta = \cos\varphi\cos\beta\cos\omega + \sin\varphi\sin\beta\cos\gamma\cos\delta\cos\omega + \sin\beta\sin\gamma\cos\delta\sin\omega + \\ + \sin\varphi\cos\beta\sin\delta - \cos\varphi\sin\beta\cos\gamma\sin\delta \qquad [406]$$

ove si ha il seguente simbolismo, vedi Figura 348:

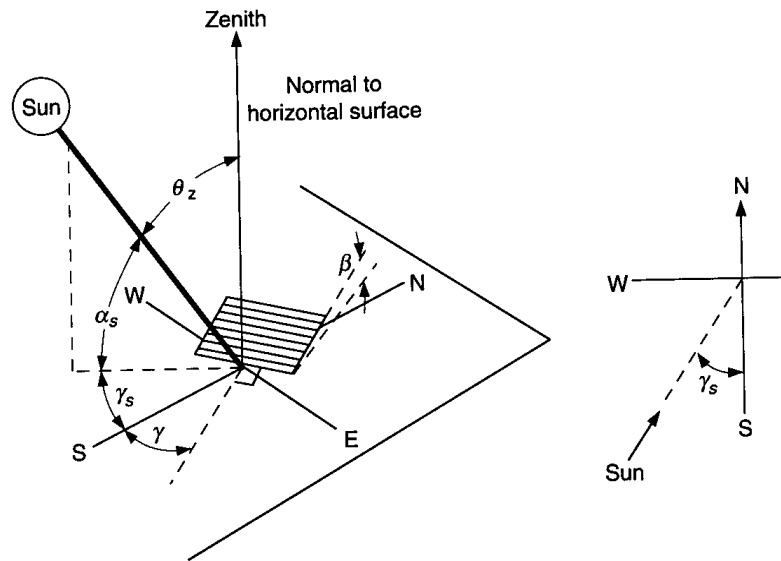



Figura 348: Angoli fondamentali per l'irradiazione solare.

- β angolo di inclinazione della superficie rispetto al piano orizzontale, $0 \le \beta \le 180°$; β>90° significa superficie rivolta verso il basso;

- γ angolo azimutale dato dalla deviazione rispetto al meridiano locale della proiezione sul piano orizzontale della normale alla superficie: azimut 0 significa superficie rivolta a sud, per superficie rivolta ad est si hanno valori negativi e positivi se rivolte ad ovest, pertanto è $-180° \le \gamma \le 180°$;

- ω angolo solare, 15° per ogni ora di spostamento apparente del sole verso est o verso ovest;

- δ angolo di declinazione dato dalla posizione del sole a mezzogiorno rispetto al piano dell'equatore, considerato positivo verso nord e variabile fra $-23.45° \le \delta \le 23.45°$;

- θ angolo di incidenza fra la radiazione solare sulla superficie e la normale alla stessa superficie;

- φ latitudine cioè la posizione angolare a nord (positiva) o a sud (negativa) dell'equatore e variabile fra $-90° \le \varphi \le 90°$;

Per alcuni casi particolari si hanno le seguenti relazioni:

Superficie orizzontale (β=0):

$$\cos\vartheta_h = \cos\varphi\cos\delta\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta$$

Superficie verticale rivolta verso l'equatore (β=90°, γ=0):

$$\cos\vartheta_{vs} = \sin\varphi\cos\delta\cos\omega - \cos\varphi\sin\delta$$

Superficie rivolta a sud con inclinazione qualunque (γ=0, β qualunque):

$$\cos\vartheta_\beta = \cos(\varphi-\beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(\varphi-\beta)\sin\delta$$

Durata del giorno per superficie orizzontale:

$$\cos\omega_s = -tg\varphi tg\delta \qquad [407]$$

da cui si deriva la durata in ore pari a:

$$T_g = \frac{2}{15}\omega_s \qquad [408]$$

Durata del giorno per superficie inclinata β:

$$\omega_s^{'} = \min\left(\omega_{s,}\ ar\cos - tg(\varphi-\beta)tg\delta\right) \qquad [409]$$

L'irradiazione extra-atmosferica su una superficie orizzontale è data dalla [407] mentre quella su superficie inclinata β è data dalla relazione:

$$H_{o\beta} = \frac{24}{\pi} r I_{cs}\left[\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\sin\omega_s^{'} + \frac{\pi}{180}\sin(\varphi-\beta)\sin\delta\right] \qquad [410]$$

Viene definito il rapporto fra i valori medi giornalieri delle due irradiazioni:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\sin\omega_s^{'} + \frac{\pi}{180}\sin(\varphi-\beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi}{180}\omega_s\sin\varphi\sin\delta} \qquad [411]$$

Con $\overline{R}_b$ si indica il valore medio mensile.

Su una superficie inclinata arriva, oltre alla radiazione diretta, anche la radiazione diffusa dal cielo e quella riflessa. Ciascuna di queste due ultime componenti risulta in genere di difficile valutazione.

Possiamo, però, supporre che il cielo abbia un comportamento isotropico e pertanto queste valutazioni risultano semplificate. In particolare la radiazione riflessa non ha una formulazione unica potendo questa variare, ad esempio, per effetto di edifici o corpi riflettenti viciniori alla superficie considerata. Possiamo in genere scrivere la relazione:

$$A_c I_T = I_b R_b A_c + I_{d,isotropica} A_s F_{s-c} + \sum_i I_i \rho_i A_i F_{i-c} \qquad [412]$$

ove il primo termine a secondo membro rappresenta la radiazione diretta sulla superficie A_c , il secondo termine la radiazione diffusa isotropica e l'ultimo termine la radiazione diffusa dalle superfici circostanti a quella considerata.

Con F_{s-c} e F_{i-c} si sono indicati i fattori di forma superficie-cielo e superficie-corpi vicini.

Il modello di radiazione diffusa isotropica è stato proposto da *Liu e Jordan* (1963): la radiazione totale su una superficie inclinata è composta ancora da tre termini: diretta, diffusa isotropica e diffusa dal terreno.

Il termine relativo alla riflessione va calcolato caso per caso in funzione delle geometrie di scambio radiativo con le superfici vicine utilizzando i fattori di forma visti in precedenza. Per una superficie inclinata β il fattore di forma F_{s-c} è facilmente calcolabile e risulta pari a:

$$F_{c-s} = \frac{1+\cos\beta}{2} \qquad [413]$$

e, nell'ipotesi di cielo isotropo, si può anche dire che esso è anche il rapporto R_d fra la radiazione diffusa sul piano inclinato e quella sul piano orizzontale.

Il fattore di vista superficie-terreno è pari a:

$$F_{s-t} = \frac{1-\cos\beta}{2} \qquad [414]$$

Pertanto la radiazione totale sulla superficie inclinata risulta data dalla relazione:

$$I_T = I_b R_b + I_d R_d + I_t R_t = I_b R_b + I_d \frac{1+\cos\beta}{2} + I\rho_t \frac{1-\cos\beta}{2} \qquad [415]$$

ove si è definito, analogamente a quanto fatto per R_d il rapporto R_t fra la radiazione diffusa dal terreno sulla superficie inclinata rispetto a quella sul piano orizzontale e pari a F_{s-t}.

Ancora in analogia alle precedenti definizioni, possiamo indicare con R il rapporto fra la radiazione totale sulla superficie inclinata β rispetto a quella sul piano orizzontale che risulta data da:

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I}\frac{1+\cos\beta}{2} + \rho_t \frac{1-\cos\beta}{2} \qquad [416]$$

Ai fini del calcolo della radiazione totale nelle applicazioni pratiche (collettori solari, edifici solarizzati, edifici bioclimatici) occorre calcolare la radiazione solare media giornaliera mensile H_T.

Pertanto possiamo parafrasare quanto detto sopra per il calcolo di I_T sommando i contributi della radiazione diretta e di quella diffusa dal cielo e dal terreno.

Le equazioni divengono le seguenti:

$$\overline{H}_T = \overline{H}\left(1-\frac{\overline{H}_d}{\overline{H}}\right)R_b + \overline{H}_d\frac{1+\cos\beta}{2} + \overline{H}\rho_t\frac{1-\cos\beta}{2} \qquad [417]$$

e per il rapporto R medio la relazione:

$$\overline{R} = \frac{\overline{H}_T}{H} = \left(1-\frac{\overline{H}_d}{\overline{H}}\right)R_b + \frac{\overline{H}_d}{\overline{H}}\frac{1+\cos\beta}{2} + \rho_t\frac{1-\cos\beta}{2} \qquad [418]$$

Il rapporto fra la radiazione media diretta sulla superficie inclinata e quella su superficie orizzontale è indicato con $\overline{R}_b = \overline{H}_{bT}/\overline{H}_b$ ed è funzione della trasparenza atmosferica.

Liu e Jordan propongono di calcolare questo rapporto supponendo che l'atmosfera sia assente e pertanto, per una superficie nell'emisfero boreale e rivolta verso l'equatore, cioè con $\gamma=0°$ si ha:

$$\overline{R}_b = \frac{\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\sin\omega'_s + \frac{\pi}{180}\sin(\varphi-\beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s + \frac{\pi}{180}\omega_s\sin\varphi\sin\delta} \qquad [419]$$

ove ω' è l'angolo solare per l'alba e il tramonto calcolato nel giorno medio del mese e dato dalla relazione:

$$\omega'_s = \min\begin{bmatrix}\cos^{-1}(-\tan\phi\tan\delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\phi-\beta)\tan\delta\end{bmatrix} \qquad [420]$$

Ove con *min* si intende il minore dei due valori in parentesi quadra.

Il rapporto $\overline{H}_d / \overline{H}$ può essere calcolato nota che sia la *trasparenza atmosferica* data da:

$$\overline{K}_T = \frac{H}{H_o} \qquad [421]$$

La *trasparenza* dipende dal sito, dalla torbidità atmosferica (presenza di industrie, smog, …), presenza di vapore (per nebbia, per presenza di laghi o del mare) e pertanto non si può fornire una correlazione universale per il suo calcolo.

Hottel (1976) ha presentato un metodo semplificato per il calcolo della radiazione solare diretta trasmessa attraverso un'atmosfera chiara e che prende in esame l'angolo zenitale, l'altitudine e tipologie climatiche.

La trasmittanza solare diretta atmosferica è definita dalla relazione:

$$\tau_b = \frac{H_d}{H_o} = a_o + a_1 e^{-k/\cos\vartheta_z} \qquad [422]$$

ove le costanti a_o, a_1, k per atmosfera standard (con 23 km di visibilità) sono determinate dalla costanti (valide per altitudini inferiori a 2500 m s.l.m.):

$$a_o^* = 0.4237 - 0.00821(1-A)^2$$

$$a_1^* = 0.5055 + 0.00595(6.5-A)^2$$

$$k^* = 0.2711 + 0.01858(2.5-A)^2$$

con A altitudine (in *km*) dell'osservatore.

Partendo dai valori delle costanti asteriscate si applicano opportuni fattori correttivi per tenere conto delle tipologie climatiche dati in tabella:

Tipo di Clima	$r_o = a_o / a^*_o$	$r_1 = a_1 / a^*_1$	$r_k = k / k^*$
Tropicale	0.95	0.98	1.02
Estivo di mezza latitudine	0.97	0.99	1.02
Estivo subartico	0.99	0.99	1.01
Invernale di mezza latitudine	1.03	1.01	1.00

Tabella 108: Calcolo dei coefficienti di Hottel

Pertanto, la radiazione diretta per cielo pulito è data dalla relazione:

$$I_{cd} = I_o \tau_d \cos \vartheta_z \qquad [423]$$

con I_o dato dalla [401].

14.1.1 METODI DI LIU E JORDAN

Analoghe relazioni valgono per gli irraggiamenti orari o giornalieri o medi mensili. Liu e Jordan hanno presentato una teoria secondo la quale la trasparenza oraria $k_T = I / I_o$ o giornaliera $K_T = H / H_o$ dell'atmosfera presenta andamenti statistici simili per luoghi aventi la stessa trasparenza media mensile $\overline{K}_T = \overline{H} / \overline{H}_o$.

In particolare definite la trasparenze dirette e diffuse come:

$$K_D = \frac{D_o}{H_{eo}}$$

$$K_T = \frac{H_o}{H_{eo}}$$

ove D e H_0 sono le radiazioni diffuse e totali sul piano orizzontali nell'atmosfera e H_{eo} la radiazione totale giornaliera sul piano orizzontale extra atmosferica. Liu e Jordan propongono la relazione:

$$K_D = 0.124 + 0.677 K_T - 3.256 K_T^2 + 6.881 K_T^3 - 4.917 K_T^4 - 0.427 K_T^5$$

14.1.2 ALTRE CORRELAZIONI

Pur tuttavia la teoria di Liu e Jordan trova tutt'oggi ampia diffusione e Bendt (1981) ha proposto una correlazione che risponde bene per valori delle frequenze distributive[130] inferiori a *f=0.9*. Per valori superiori si ha una sovrastima dell'indice di trasparenza. Le equazioni di Bendt sono le seguenti:

$$f(K_T) = \frac{e^{\gamma \overline{K}_{T,mim}} - e^{\gamma \overline{K}_T}}{e^{\gamma \overline{K}_{T,mim}} - e^{\gamma \overline{K}_{T,\max}}}$$

ove il parametro γ è determinato dalla seguente equazione:

$$\overline{K}_T = \frac{\left(K_{T,\min} - \frac{1}{\gamma}\right) e^{\gamma K_{T,\min}} - \left(K_{T,\max} - \frac{1}{\gamma}\right) e^{\gamma K_{T,\max}}}{e^{\gamma K_{T,\min}} - e^{\gamma K_{T,\max}}}$$

[130] Per i vari siti si possono disegnare le frequenze dei giorni aventi vari valori di $\overline{K}_T$ in funzione di $\overline{K}_T$. Queste curve sono dette *curve distributive* e, normalmente, presentano un picco (*curve modali*) o due (*curve bimodali*). Da queste curve distributive si possono disegnare (integrandole) le curve *cumulative* che rappresentano la frazione *f* dei giorni che sono meno chiari di $\overline{K}_T$ in funzione della stessa $\overline{K}_T$. Queste curve cumulative sono dette curve ($\overline{K}_T$,*f*), secondo il simbolismo proposto da **Whilllier**.

Risolvendo l'equazione trascendentale per la variabile γ si può calcolate la funzione cumulativa $f(K_T)$. Herzog (1985) fornisce una via semplificata per calcolare γ mediane la semplice relazione:

$$\gamma = -1.498 + \frac{1.184\xi - 27.182e^{-1.5\xi}}{K_{T,\max} - K_{T,\min}}$$

ove si è posto:

$$\xi = \frac{K_{T,\max} - K_{T,\min}}{K_{T,\max} - K_T}$$

Infine Hollands e Huget (1983) propongono la seguente correlazione per il calcolo di $K_{T,max}$:

$$K_{T,\max} = 0.6313 + 0.267K_T - 11.9\left(\bar{K}_T - 0.75\right)^8$$

Gli andamenti delle trasparenze orarie e giornaliere sono simili, secondo Whillier, a quelle delle trasparenze medie mensili.

Il valore istantaneo del rapporto $\overline{H}_d / \overline{H}$ può essere calcolato mediante molteplici relazioni fornite da numerosi ricercatori in questi ultimi decenni. Ad esempio una buona relazione è data da Collares-Pereira e Rabl:

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0.99 & \text{per } K_T \le 0.17 \\ 1.188 - 2.272K_T + 9.473K^2_T - 21.865K^3_T + 14.648K^4_T & \text{per } 0.17 \le K_T \le 0.75 \\ -0.54K_T + 0.632 & \text{per } 0.75 \le K_T \le 0.80 \\ 0.2 & \text{per } K_T > 0.80 \end{cases}$$

Qualora si desideri introdurre una dipendenza stagionale (tramite l'angolo orario ω_s per l'alba o per il tramonto) occorre usare le seguenti correlazioni:

Per $\omega_s < 81.4°$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 - 0.2727K_T + 2.4495K^2_T - 11.9514K^3_T + 9.3879K^4_T & \text{per } K_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{per } K_T \ge 0.715 \end{cases}$$

Per $\omega_s > 81.4°$

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 1.0 - 0.2832K_T - 2.5557K^2_T + 0.8448K^3_T & \text{per } K_T < 0.715 \\ 0.175 & \text{per } K_T \ge 0.715 \end{cases}$$

Per stimare la radiazione oraria su una superficie orizzontale usando i valori medi mensili occorre utilizzare opportune correlazioni statistiche mediate su numerose osservazioni. Queste presentano il rapporto $r_t = I/H$ fra la radiazione oraria totale e quella giornaliera totale in funzione della lunghezza del giorno e dell'ora in esame. Una correlazione molto buona, data da Collares-Pereira Rabl, è la seguente:

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24}\left(a + b\cos\omega\right)\frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \dfrac{\pi\omega_s}{180}\cos\omega_s}$$

ove i coefficienti a e b sono dati dalle relazioni:

$$a = 0.409 + 0.5016\sin\left(\omega_s - 60\right)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767\sin\left(\omega_s - 60\right)$$

Naturalmente in queste equazioni ω è l'angolo orario in gradi per il tempo in esame (ad esempio il punto centrale dell'ora per la quale si effettua il calcolo) ed ω_s è l'angolo orario dell'alba.

Per gli andamenti orari si può utilizzare la correlazione proposta da Orgill e Hollands:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.249k_T & \text{per } k_T < 0 \\ 1.557 - 1.884k_T & \text{per } 0.35 < k_T < 0.75 \\ 0.177 & \text{per } k_T > 0.75 \end{cases}$$

Molto utilizzata è anche la correlazione di Erbs seguente:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1.0 - 0.09k_T & \text{per } k_T \le 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604k_T + 4.388k^2_T - 16.638k^3_T + 12.336k^4_T & \text{per } 0.22 < k_T \le 0.8 \\ 0.165 & \text{per } k_T > 0.8 \end{cases}$$

In genere per valori di k_T >0.8 si hanno pochissimi dati e questi mostrano un incremento della frazione diffusa rispetto a quella diretta.

14.1.3 FENOMENI CHE MODIFICANO LA TRASPARENZA ATMOSFERICA

La radiazione solare extraterrestre come sopra calcolata non è tutta disponibile sulla superficie terrestre poiché l'atmosfera modifica, spesso anche fortemente, la radiazione solare attenuandola per effetto degli assorbimenti dei gas che la compongono, vedi figura 58. Viene indicata *massa d'aria* il rapporto fra la massa dell'atmosfera attraversata dalle radiazioni solari e la massa corrispondente alla posizione dello zenith del sole (cioè perpendicolare, ove possibile). A livello del mare *m=1* quando il sole è allo zenith ed *m=2* per un angolo di 60°. Per un angolo zenitale variabile fra 0 e 70° si ha, con buona approssimazione, la relazione:

$$m = \frac{1}{\cos\theta_z}$$

L'atmosfera modifica la radiazione solare mediante due meccanismi.

Scattering (Diffusione) atmosferico

Quando la radiazione solare attraversa l'atmosfera interagisce con le molecole dell'aria (principalmente del vapore d'acqua e gocce varie) e con la polvere determinando il fenomeno dello *scattering* cioè della diffusione dei raggi solari. Questo fenomeno dipende dal numero di particelle con le quali la radiazione viene a contatto e le dimensioni di queste particelle rispetto alla lunghezza d'onda λ delle stesse radiazioni. La lunghezza del cammino della radiazione attraverso le molecole dell'aria è descritto dalla *massa d'aria* mentre le particelle di aria e di polvere dipendono anche dalle condizioni locali e temporali dell'atmosfera. Il risultato dello *scattering* è la perdita di coerenza direzionale dei raggi solari che, invece, provengono da tutte le direzioni dello spazio.

Assorbimento atmosferico

La radiazione solare subisce diversi fenomeni di assorbimento nell'attraversare l'atmosfera (vedi figura seguente) a causa delle interazioni con i gas presenti. L'assorbimento è dovuto in modo preponderante all'ozono nel campo dell'ultravioletto ($\lambda<0,38\ \mu m$) e al vapore d'acqua e il biossido di carbonio nell'infrarosso ($\lambda>0,78\ \mu m$). In particolare l'ozono assorbe quasi del tutto la radiazione per $\lambda<0,29$ μm

Influenza della *massa d'aria*

Gli effetti della *massa d'aria* sono illustrati dalla figura 59. Al crescere della massa d'aria da 0 (radiazione extraterrestre) fino al valore 5 (atmosfera con bassa *turbidità*) si ha una progressiva attenuazione della radiazione al suolo. Si osservi anche il progressivo spostamento verso lunghezze d'onda maggiore, ciò che provoca il caratteristico colore rossastro all'alba e al tramonto.

14.1.4 RADIAZIONE EMESSA DALLA TERRA

Uno dei fattori importanti nel bilancio della radiazione terrestre è il termine relativo alla radiazione emessa dalla superficie terrestre e da alcuni costituenti atmosferici. Tale radiazione può ancora essere valutata secondo la relazione:

$$E = \varepsilon\sigma T^4$$

con ε e T rispettivamente l'emissività (con valori molto prossimi ad 1, ad esempio l'acqua ha $\varepsilon=0.97$) e la temperatura della superficie terrestre (comprese fra *250 ÷ 320 K*). La radiazione terrestre è concentrata nell'intervallo di lunghezze d'onda 4 ÷40 *μm con un valore massimo interno ai 10 μm.*

L'emissione atmosferica è dovuta essenzialmente alle molecole di CO_2 e H_2O con range di emissione variabili fra 5 ÷ 8 *μm* e oltre i *13 μm.*

Nell'intervallo $8 \div 12\ \mu m$ si ha una regione di trasparenza detta ***finestra atmosferica.*** Il calcolo dell'emissione atmosferica può essere fatto supponendo che la terra veda la *volta celeste* avente una temperatura equivalente T_{vc} variabile fra $230 \div 285K$. In pratica si può scrivere la relazione:

$$E_{atm} = \sigma T_{vc}^{\ 4}$$

Secondo questo modello si può dire che lo scambio radiativo netto, in assenza di radiazione solare tra la superficie terrestre e l'atmosfera, è rappresentato dalle curve di figura 60 ove si sono rappresentate due curva: la curva ***b)*** è relativa ad un corpo nero alla stessa temperatura dell'atmosfera mentre la curva a***)*** e la curva di emissione atmosferica nella quale risulta evidente la *finestra radiativa.*

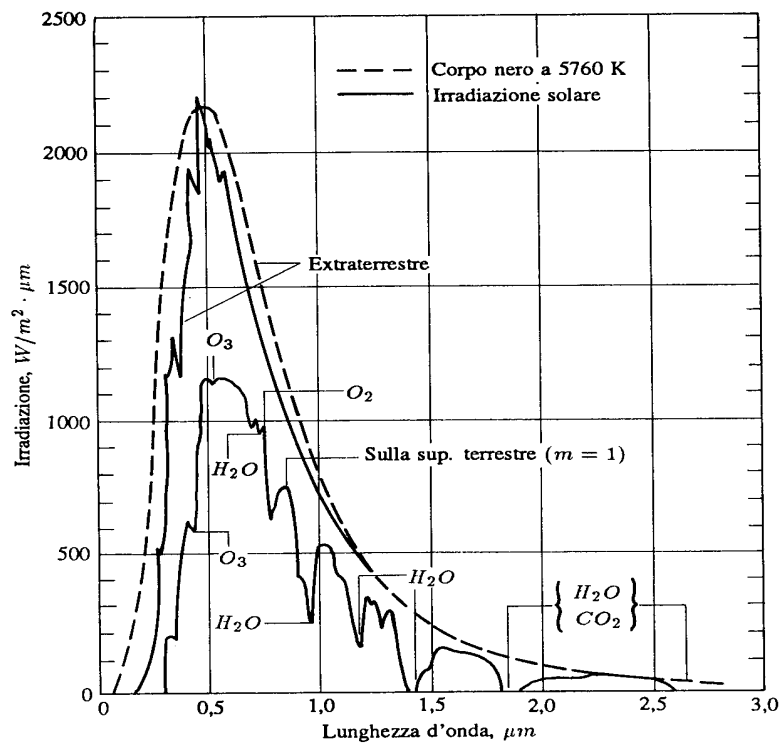



Figura 58: Radiazione solare fuori dell'atmosfera e al suolo.

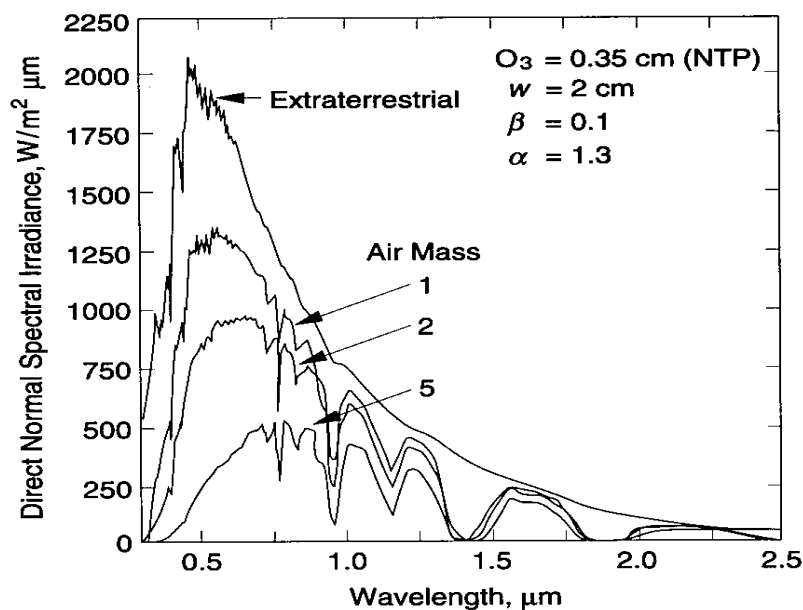



Figura 59: Effetti della massa d'aria sulla radiazione al suolo

L'area tratteggiata (differenza fra le due emissioni radiative) rappresenta la potenza radiativa scambiata fra la superficie terrestre e la volta celeste.

Un'applicazione interessante della *finestra radiativa* si ha con il *raffreddamento naturale* (anche al di sotto di 0°C) che si può ottenere ricoprendo le superfici con pellicole selettive (della famiglia dei *Mylar*) che emettano in corrispondenza della *finestra.*

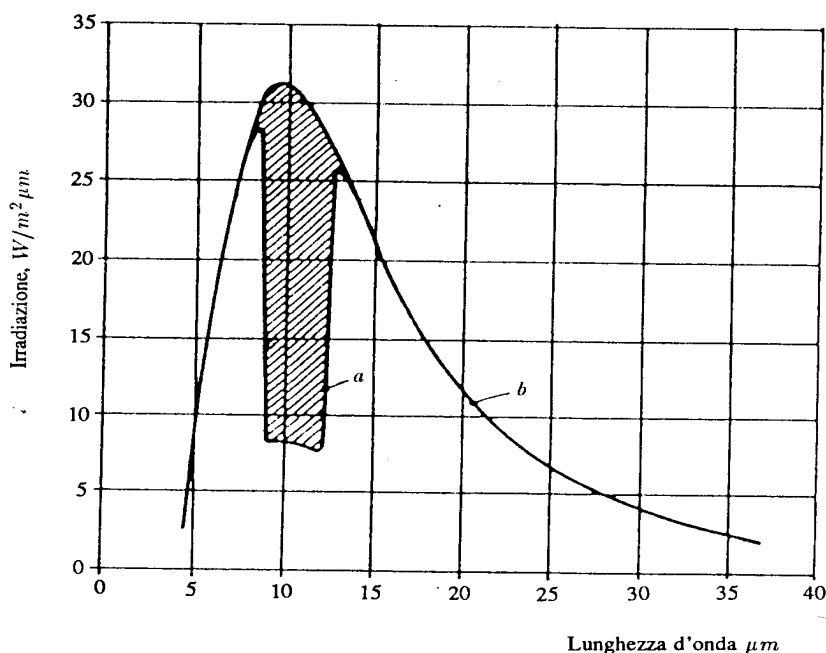



Figura 60: Emissione terrestre-atmosferica (curva a) e del corpo nero (curva b)

14.2 IL CLIMA E INFLUENZE SULLA PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA

Si è più volte detto che il clima condiziona l'evoluzione termica di un edificio e pertanto è necessario conoscerne le caratteristiche che lo determinano. Una classificazione già indicata nel paragrafo *Regioni Climatiche* è la seguente:

- *Caldo umido*: caratterizzate da surriscaldamenti dell'atmosfera con temperatura media superiore a 20°C e con umidità relativa[131] intorno all'80%.
- *Caldo secco*: caratterizzate da surriscaldamenti dell'atmosfera con temperatura media superiore a 25°C e con umidità relativa bassa.
- *Clima temperato:* caratterizzato da dispersioni termiche notevoli in inverno e insufficienti in estate e con temperatura media variabile con la stagione fra –15÷25 °C e con umidità che raramente raggiungono il valore medio dell'80%.
- *Clima freddo*: caratterizzato da temperature che variano in inverno fra –15 ÷ (-40) °C e con umidità relativa invernale solitamente elevata.

In figura 74 si ha una classificazione del clima a scala terrestre con le indicazioni delle quattro zone climatiche sopra indicate.

Nel caso del clima per l'Europa si ha una classificazione più fine: *clima alpino, clima oceanico, clima mediterraneo, clima continentale, clima umido, clima freddo,…* come rappresentato in figura 75. Si osserviamo le linee a temperatura media di 0°C separa in inverno le regioni carpatico-danubiane-balcaniche dall'Europa occidentale che risulta influenzata dalla presenza dell'Oceano Atlantico.

131 L'*Umidità relativa,* indicata con **φ** , è il rapporto fra la pressione del vapore d'acqua nelle condizioni attuali rispetto alla pressione massima di saturazione cioè alla pressione di passaggio di stato (condensazione) alla temperatura dell'aria. Se **φ=1** allora il vapore d'acqua contenuto nell'aria è anche nella quantità massima possibile per la temperatura e pressione data.

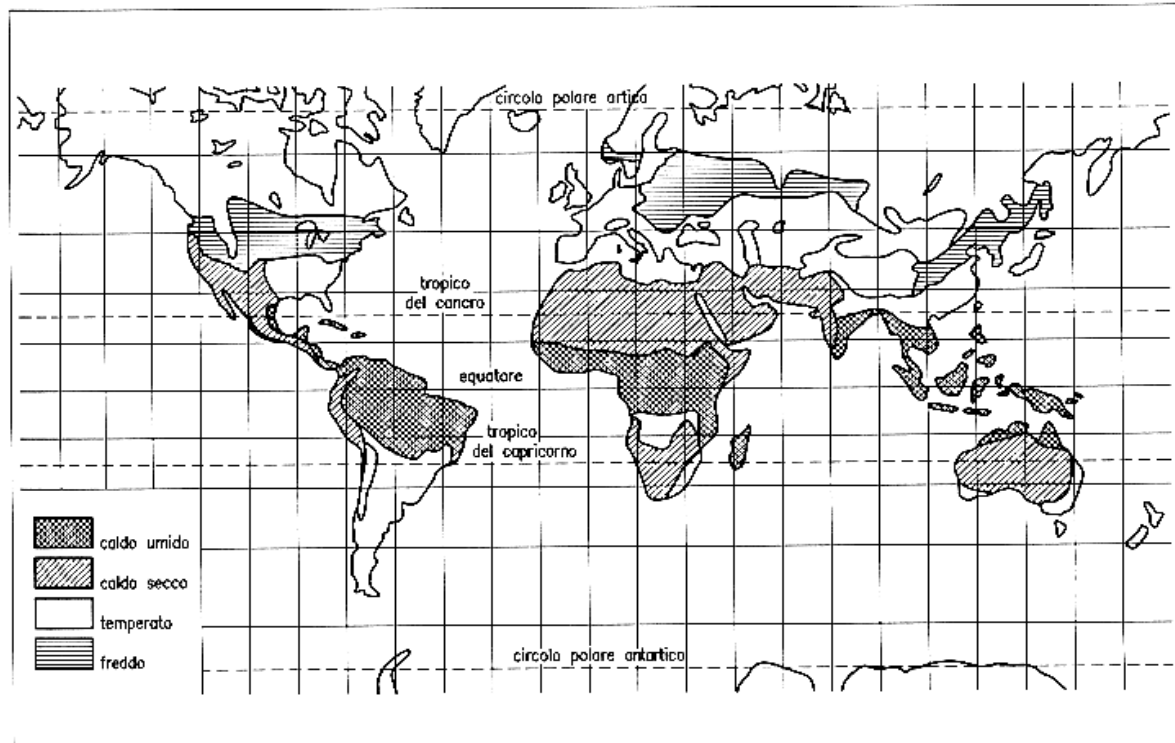



Figura 74: Classificazione delle zone climatiche sulla Terra.

In estate la linea di temperatura a 20°C in estate separa le zone sub-alpine (prevalentemente mediterranee) dalle zone nordeuropee con clima ad inverno rigido .

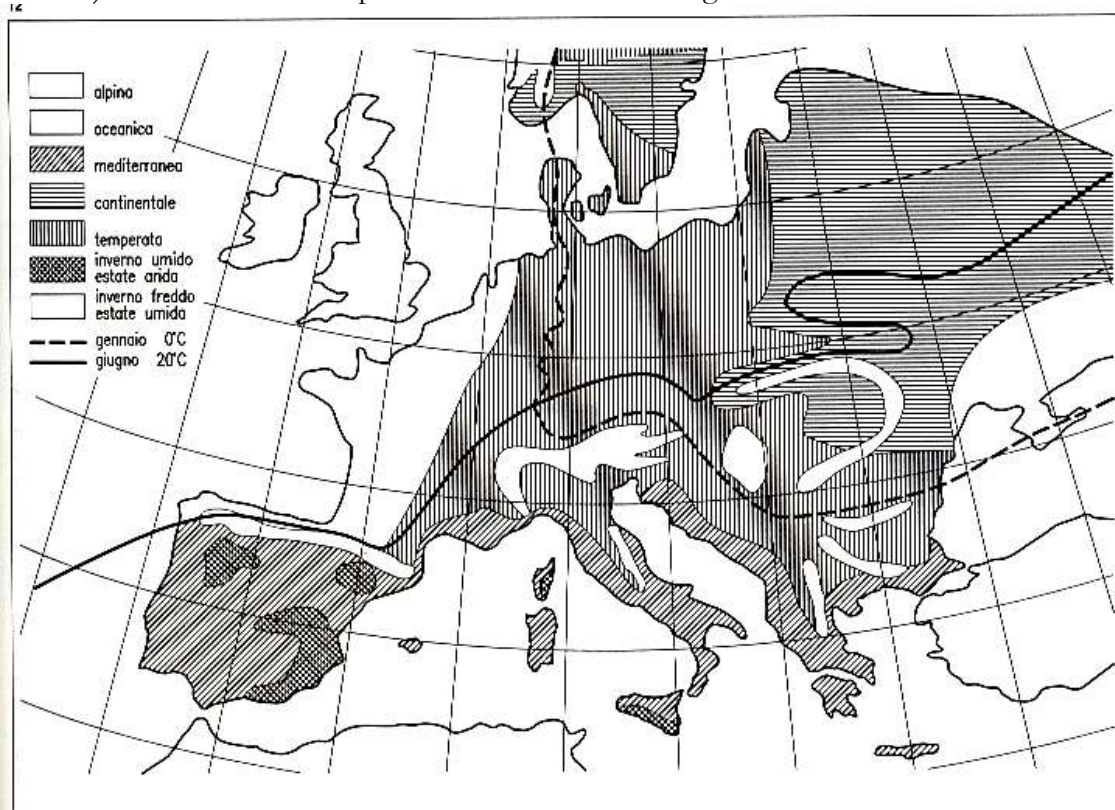



Figura 75: Regioni climatiche europee.

Per l'Italia in particolare si ha la situazione riportata nella figura 76.

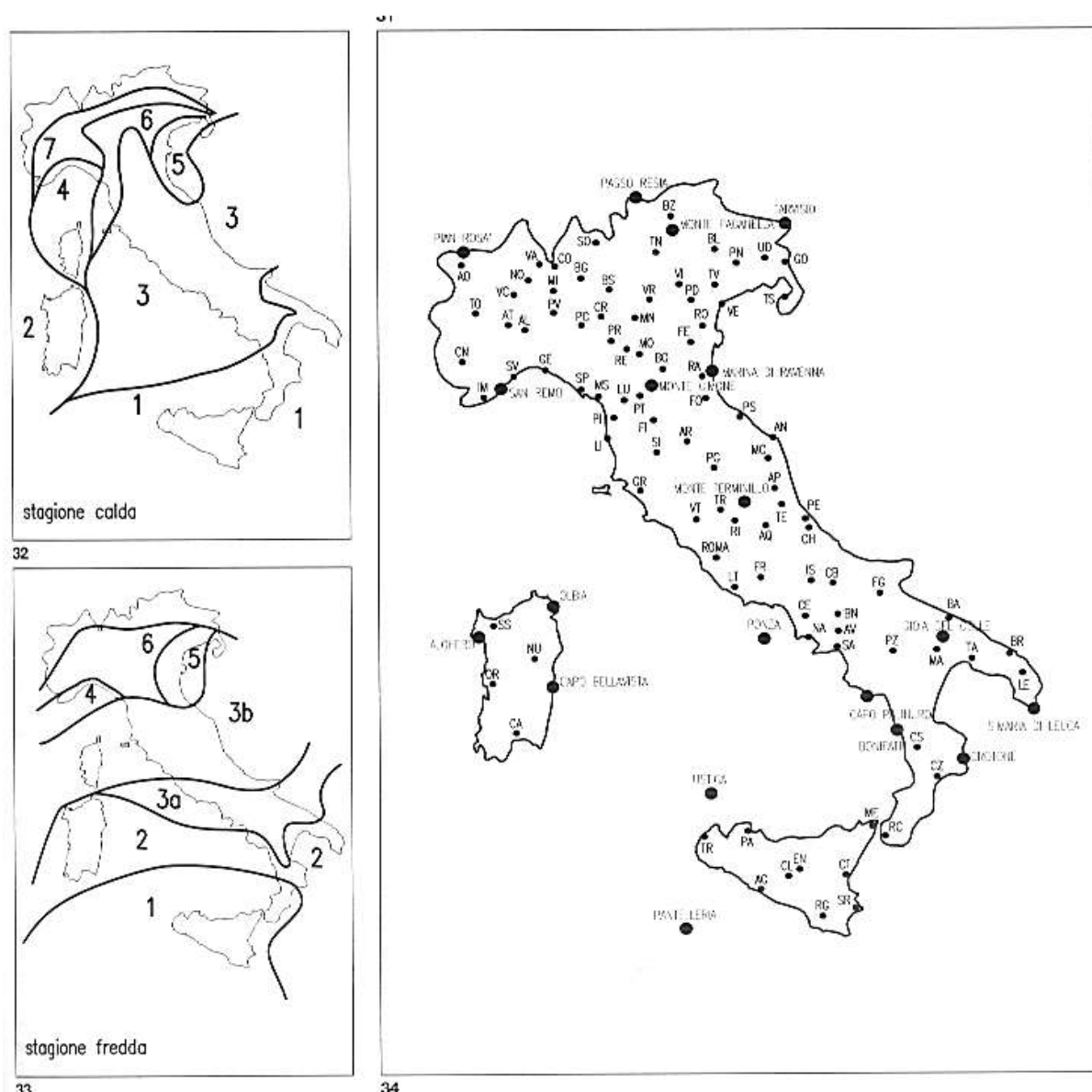



Figura 76: Località per le quali si hanno stazioni climatiche in Italia.

14.3 IL CLIMA RISPETTO ALLE SCALE GEOGRAFICHE

Una ulteriore classificazione viene effettuata sul clima in funzione dell'estensione del territorio al quale è riferito. In particolare si ha la situazione espressa nella seguente tabella.

Clima	Distribuzione orizzontale (m)	Distribuzione verticale	Esempio	Scala temporale meteorologica (s)
Microclima	$10^{-2}÷10^{2}$	$10^{-2}÷10^{1}$	Serra	$10^{-1}÷10^{1}$
Clima locale	$10^{2}÷10^{4}$	$10^{-1}÷10^{3}$	Fascia di inversione termica	$10^{4}÷10^{5}$
Mesoclima	$10^{3}÷2x10^{5}$	$10^{0}÷6x10^{3}$	Clima di bacino	$10^{4}÷10^{5}$
Macroclima	$2x10^{5}÷5x10^{7}$	$10^{0}÷10^{5}$	Regione dei monsoni	$10^{5}÷10^{6}$

La climatologia dell'ambiente costruito si occupa, in base a questa classificazione, del microclima all'interno degli ambienti.

Nel caso di studi approfonditi del microclima esterno (a scala di 100 m) questo risulta condizionato dalla morfologia del terreno, dalla sua composizione geologica, dall'esposizione ai raggi solari e al vento, dall'andamento delle ombre portate, dalla presenza di specchi d'acqua e/o di macchie di vegetazione.

Ancora più in particolare il microclima esterno coinvolge gli strati d'aria vicini al suolo e quindi la distribuzione verticale di temperatura, umidità e pressione assume primaria importanza rispetto a quella orizzontale che è, invece, oggetto del clima locale.

La progettazione architettonica, per quanto riguarda la climatologia e quindi le condizioni di benessere e di consumi energetici, è interessata dalle scale climatiche del microclima e del clima locale.

E' compito del progettista definire il microclima esterno prima di effettuare la progettazione di un edificio in modo da conoscere con esattezza tutti i *fattori climatici* che lo definiscono.

E' opportuno osservare, inoltre, che il microclima esterno può in qualche modo essere cambiato o condizionato dall'uomo mentre nessuna alterazione può essere fatta a scala geografica maggiore.

Si ricordi, ad esempio, la modificazione del microclima effettuata in Patagonia (Argentina del sud) per consentire la vita degli abitanti plagiati da condizioni locali particolarmente ventose: mediante impiantazioni di alberi d'alto fusto delimitanti zone esterne di qualche decina di metri di lato si è fatto in modo che le abitazioni costruite all'interno delle aree interne fossero protette dalla strato limite e quindi meno soggette al vento.

14.4 FATTORI CLIMATICI

Sono definiti *fattori climatici* quei fenomeni naturali quale il soleggiamento, la nuvolosità, il vento, le precipitazioni o la radiazione solare che determinano le caratteristiche climatiche di una data località.

14.4.1 RADIAZIONE SOLARE

Si è già parlato della radiazione solare in generale nei capitoli precedenti e ad essi si rimanda per una trattazione più approfondita.

Qui si vuole considerare la radiazione solare per l'Italia così come rilevata di recente dall'ENEA nel 1995 mediante tecniche avanzate che fanno uso di riprese da satellite.

In particolare sono state utilizzate le riprese del satellite Meteosat ricevute dal centro europeo di Darmstadt.

Le immagini sono poi convertite in mappe digitalizzate nelle quali l'irraggiamento solare è dato in forma grafica a colori, come indicato nelle figure seguenti. Nella tabella seguente si hanno gli irraggiamenti solari mensili nei comuni della provincia di Siracusa ed analoghe tabelle si hanno per tutti i comuni d'Italia.

Nelle figure da 77a 77n si hanno le mappe di irraggiamento medio mensile per i mesi da gennaio e febbraio in Italia su superfici orizzontali, espresse in $MJ/m^2/giorno$.

Questi dati possono essere utilizzati per i calcoli dell'irraggiamento solare per superfici comunque inclinate ed orientate, come indicato in precedenza.

Dati ancora maggiori si possono desumere dai due manuali della Comunità Scientifica Europea: *Atlante Europeo della Radiazione Solare*.

RADIAZIONE GIORNALIERA MEDIA MENSILE SULL' ITALIA NEL 1995 (MJ/m²giorno)

latitud	longitud	altit	prov	Comune	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
38 05	13 17	310	PA	Monreale	7.8	12.1	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.2	17.0	13.3	8.2	7.5
38 07	13 22	14	PA	Palermo	7.8	12.1	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.1	16.9	13.3	8.2	7.5
38 03	13 07	175	PA	Partinico	7.9	12.0	14.9	19.0	22.6	23.7	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
38 00	13 17	720	PA	Piana degli Albanesi	7.8	12.0	14.8	18.9	22.6	23.8	24.1	21.2	16.9	13.2	8.3	7.5
37 43	13 26	966	PA	Prizzi	7.9	12.1	14.9	18.9	22.8	23.9	24.1	21.2	16.9	13.2	8.4	7.5
37 58	13 11	467	PA	San Giuseppe Jato	7.9	12.0	14.9	18.9	22.6	23.8	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
37 59	13 42	77	PA	Termini Imerese	7.7	12.0	14.6	18.7	22.6	23.9	24.0	21.0	16.8	13.2	8.2	7.4
38 09	13 05	33	PA	Terrasini	7.9	12.0	14.9	19.0	22.6	23.7	24.2	21.2	17.0	13.3	8.3	7.6
38 05	13 27	47	PA	Villabate	7.7	12.1	14.8	18.8	22.6	23.8	24.1	21.1	16.9	13.2	8.2	7.5
37 02	14 30	199	RG	Acate	8.7	12.4	15.4	18.9	23.0	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.3	7.8
37 02	14 42	668	RG	Chiaramonte Gulfi	8.8	12.4	15.3	18.9	22.9	24.2	24.1	21.4	16.7	13.4	9.3	7.8
36 57	14 36	209	RG	Comiso	8.8	12.5	15.4	19.0	23.0	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.4	7.9
36 47	14 55	170	RG	Ispica	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.7	13.5	9.7	8.0
36 52	14 46	296	RG	Modica	8.9	12.5	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.8	13.5	9.6	8.0
36 44	14 51	20	RG	Pozzallo	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.6	16.8	13.5	9.8	8.1
36 56	14 44	502	RG	Ragusa	8.8	12.5	15.4	19.0	23.0	24.3	24.1	21.4	16.8	13.5	9.5	7.9
36 50	14 31	87	RG	Santa Croce Camerina	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.9	13.5	9.6	8.0
36 48	14 42	106	RG	Scicli	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.5	16.8	13.5	9.6	8.0
36 57	14 32	168	RG	Vittoria	8.8	12.5	15.4	19.0	23.1	24.2	24.1	21.4	16.8	13.4	9.4	7.9
37 14	15 13	15	SR	Augusta	8.7	12.4	15.2	18.6	22.7	24.2	24.1	21.2	16.3	13.5	9.3	7.9
36 55	15 08	40	SR	Avola	8.9	12.5	15.5	18.9	23.0	24.3	24.2	21.5	16.5	13.5	9.6	8.0
37 02	15 04	362	SR	Canicattini Bagni	8.8	12.4	15.3	18.8	22.9	24.2	24.1	21.4	16.5	13.5	9.5	7.9
37 17	15 01	200	SR	Carlentini	8.7	12.3	15.1	18.6	22.7	24.2	24.0	21.1	16.4	13.4	9.1	7.8
37 05	15 09	111	SR	Floridia	8.8	12.4	15.3	18.8	22.8	24.2	24.1	21.4	16.5	13.5	9.4	7.9
37 14	14 53	281	SR	Francofonte	8.7	12.3	15.1	18.7	22.7	24.2	24.0	21.1	16.5	13.4	9.1	7.7
37 17	15 00	53	SR	Lentini	8.6	12.3	15.1	18.6	22.7	24.2	24.0	21.1	16.4	13.4	9.1	7.8
37 11	15 08	310	SR	Melilli	8.7	12.4	15.2	18.7	22.7	24.2	24.0	21.3	16.4	13.4	9.3	7.9
36 54	15 04	152	SR	Noto	8.9	12.5	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.6	13.5	9.6	8.0
36 43	15 05	65	SR	Pachino	8.9	12.6	15.6	19.1	23.1	24.3	24.2	21.6	16.7	13.5	9.9	8.1
37 04	14 54	670	SR	Palazzolo Acreide	8.8	12.4	15.3	18.8	22.8	24.2	24.1	21.3	16.6	13.4	9.3	7.9
37 10	15 11	30	SR	Priolo Gargallo	8.8	12.4	15.2	18.7	22.7	24.2	24.1	21.3	16.4	13.5	9.3	7.9
36 49	14 57	154	SR	Rosolini	8.9	12.6	15.5	19.0	23.0	24.3	24.2	21.5	16.7	13.5	9.7	8.0
37 04	15 18	17	SR	Siracusa	8.8	12.5	15.4	18.8	22.8	24.3	24.1	21.4	16.4	13.5	9.5	8.0
37 10	15 02	438	SR	Sortino	8.7	12.3	15.2	18.7	22.7	24.2	24.0	21.2	16.5	13.4	9.2	7.8
37 59	12 58	258	TP	Alcamo	8.0	12.0	15.0	19.0	22.6	23.7	24.2	21.3	17.0	13.3	8.4	7.7
37 55	12 52	338	TP	Calatafimi	8.1	12.0	15.1	19.1	22.7	23.7	24.3	21.4	17.0	13.3	8.6	7.8

Tabella per l'irraggiamento solare nei comuni della provincia di Siracusa.

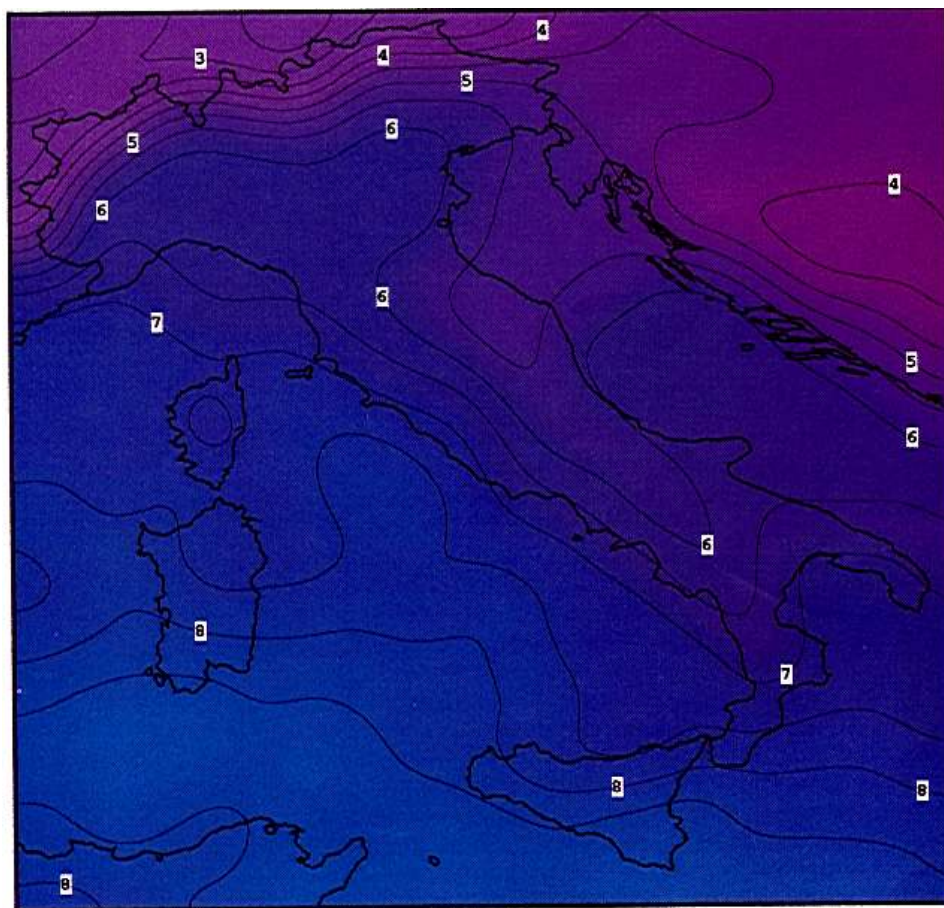



Figura 77a: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a gennaio

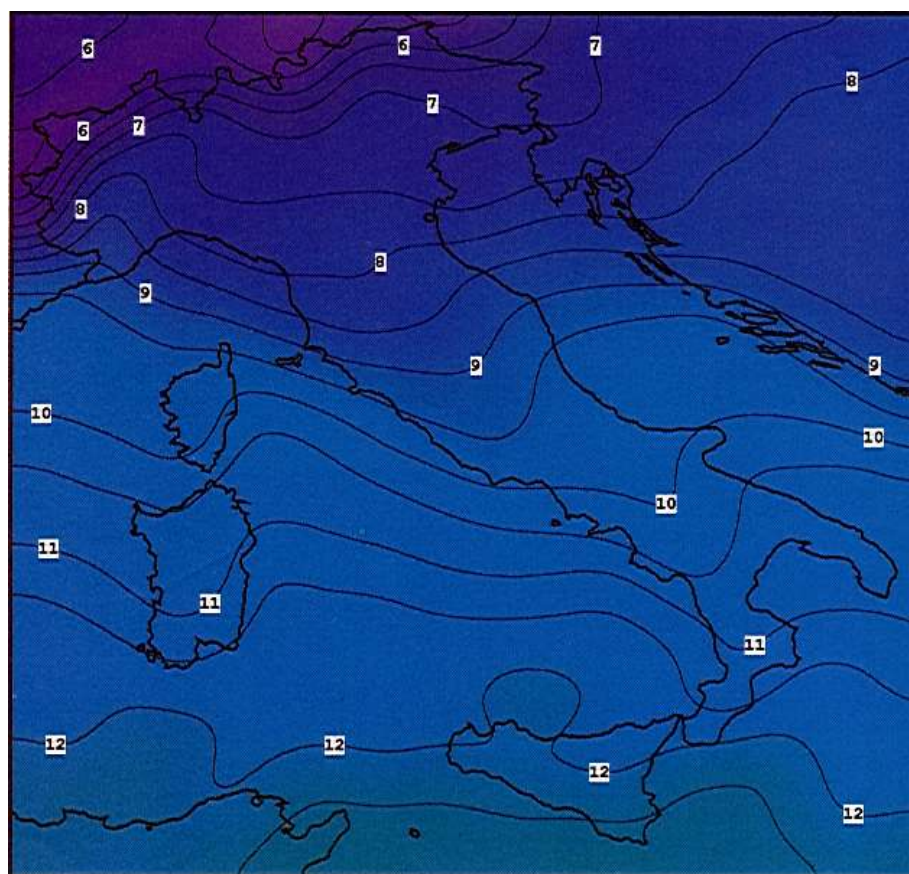



Figura 77b: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a febbraio

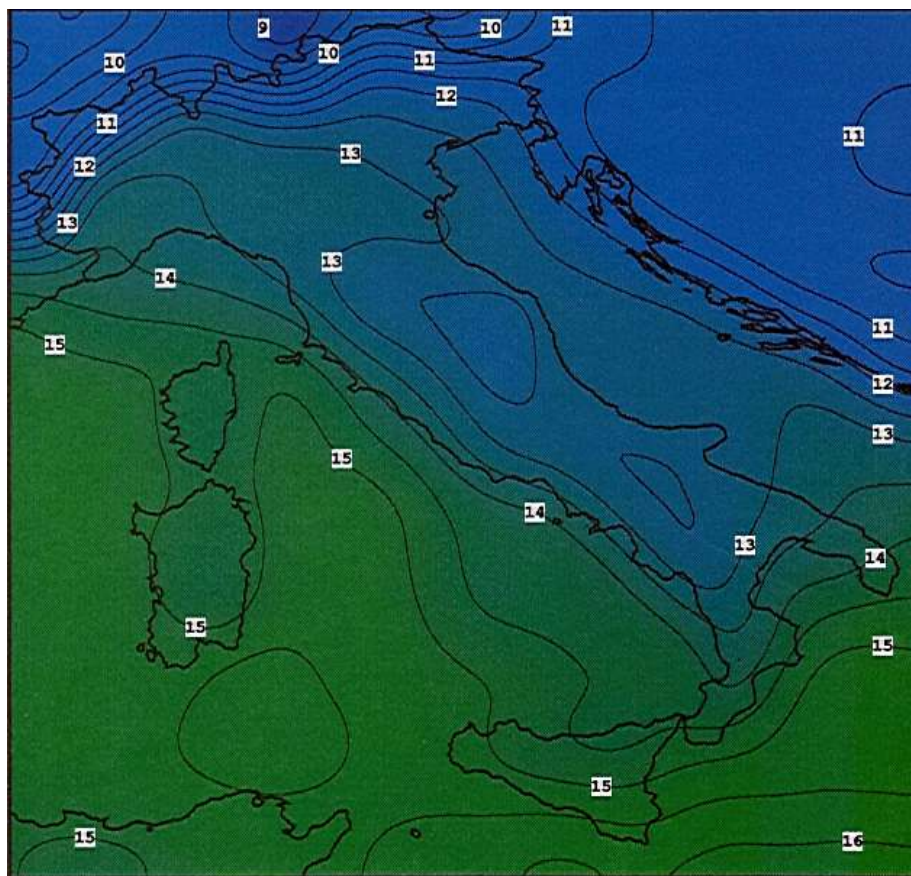



Figura 77c: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a marzo

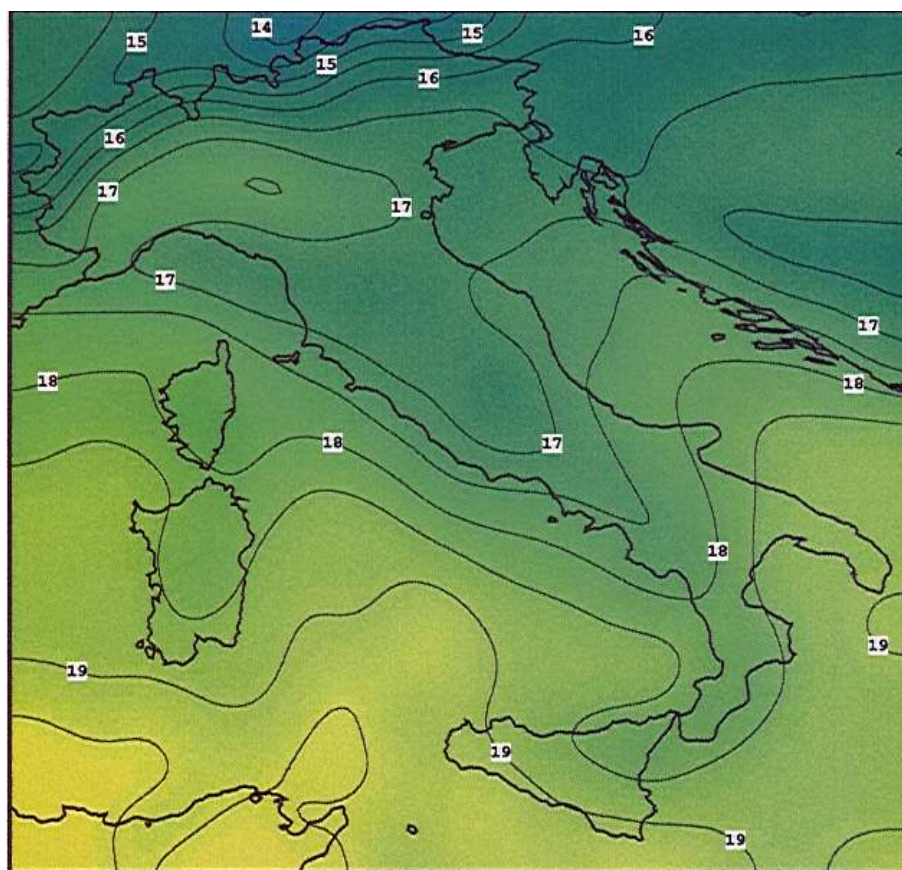



Figura 77d: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad aprile

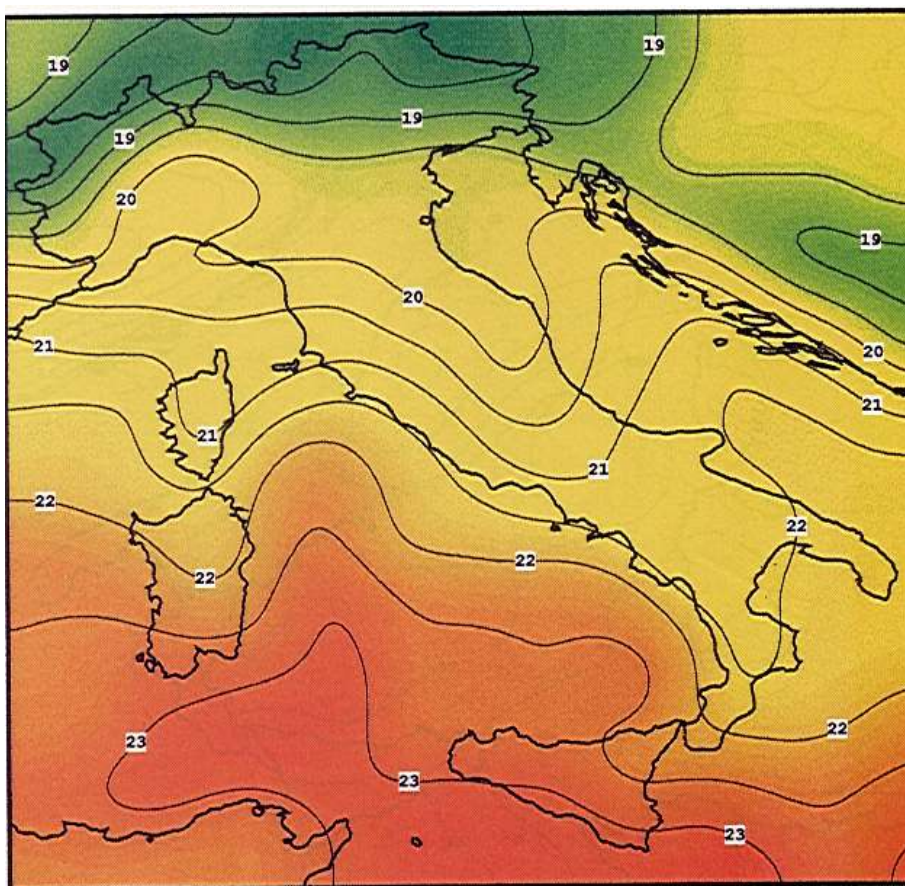



Figura 77e: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a maggio

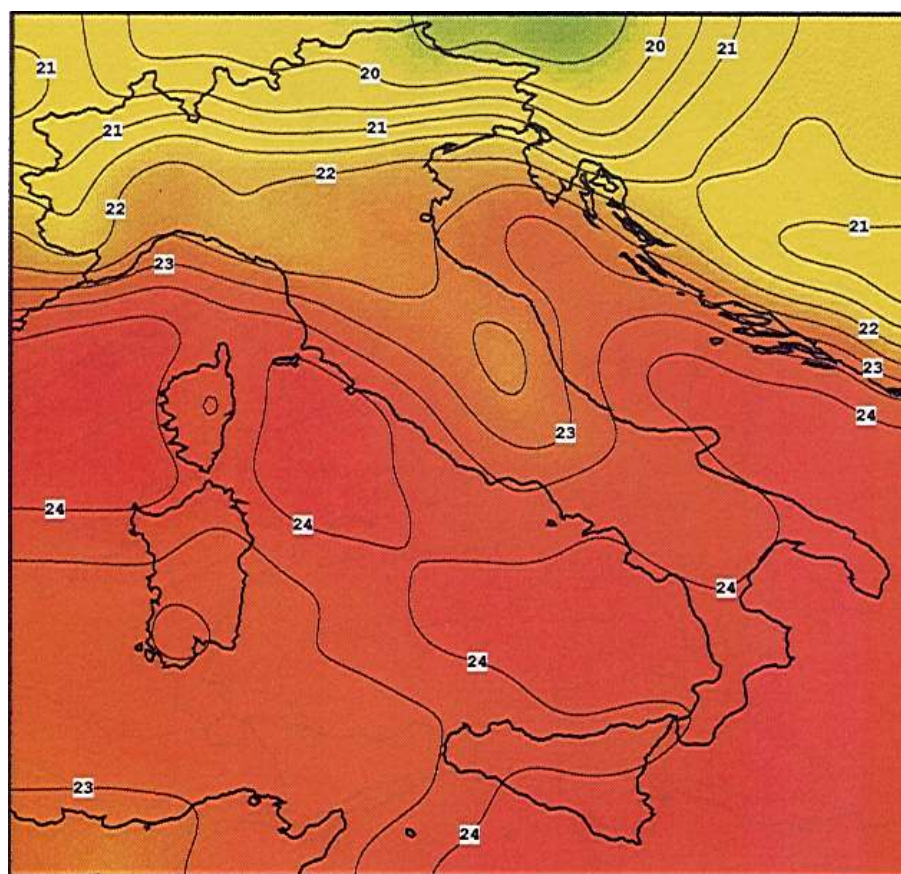



Figura 77f: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a giugno

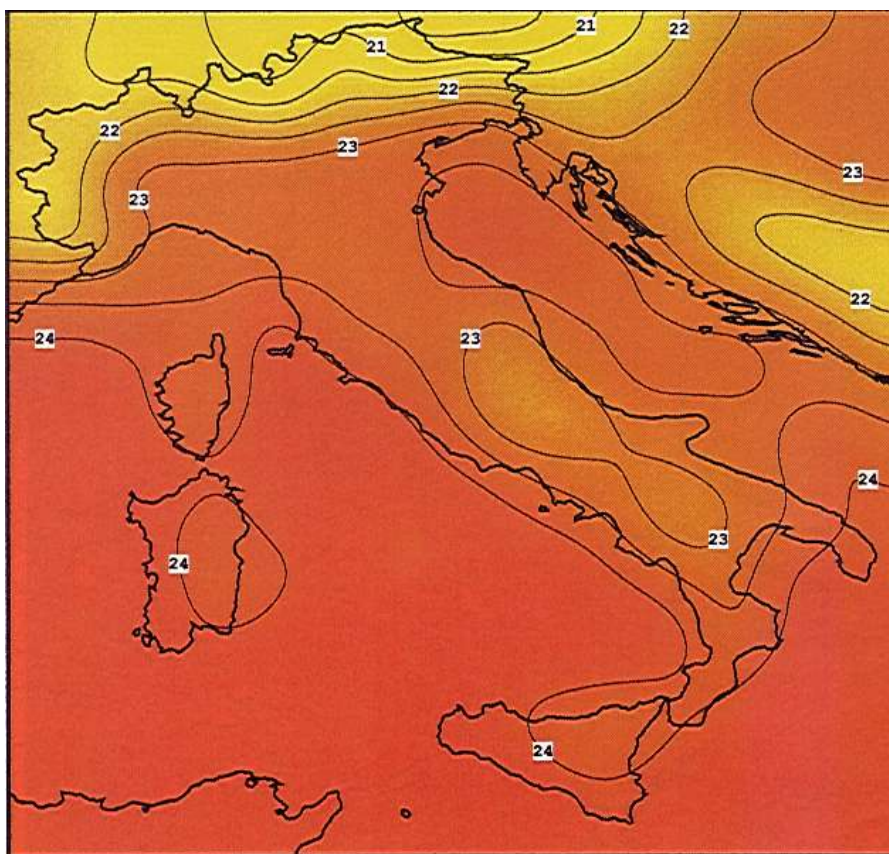



Figura 77g: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a luglio

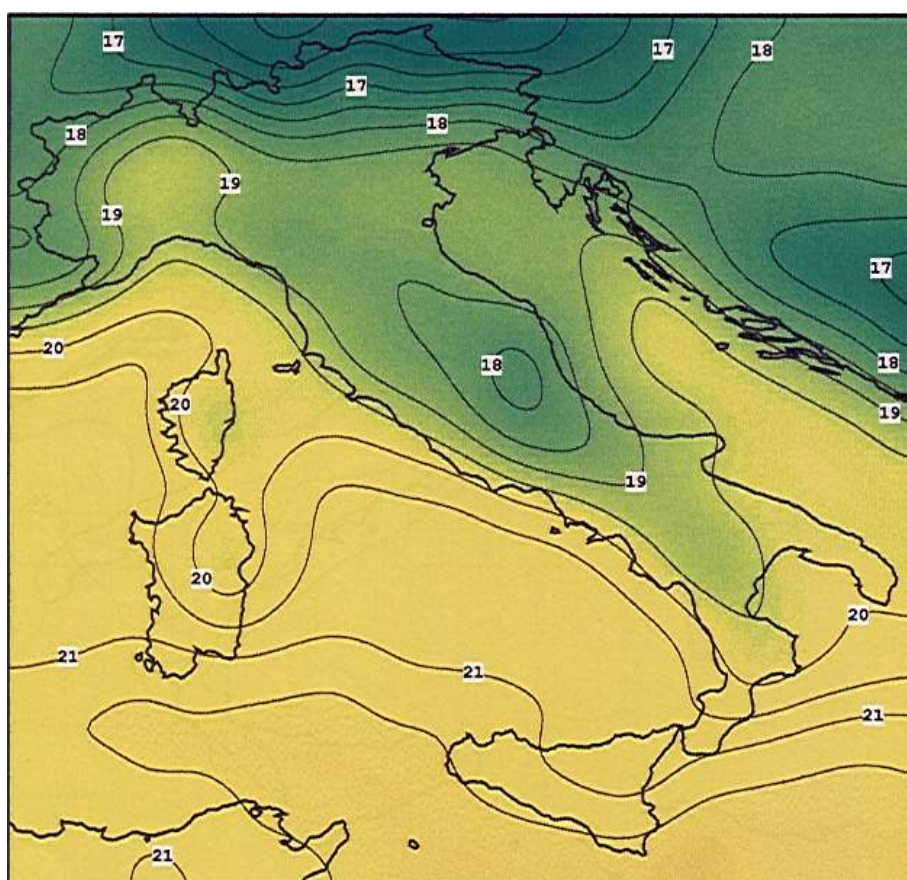



Figura 77h: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad agosto

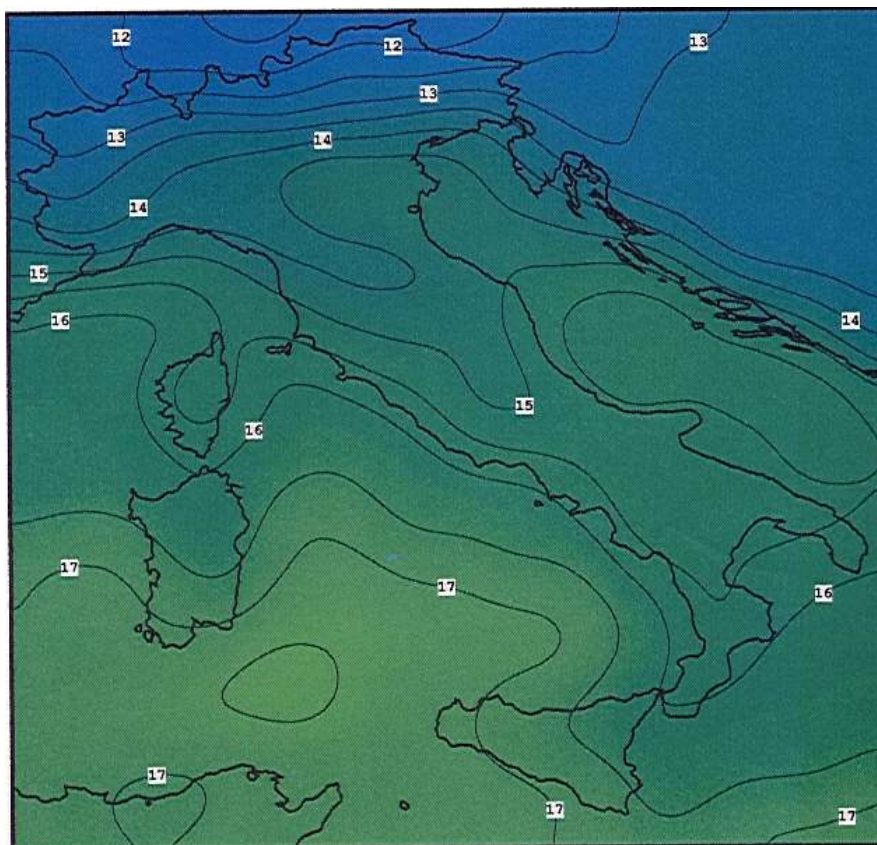



Figura 77i: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a settembre

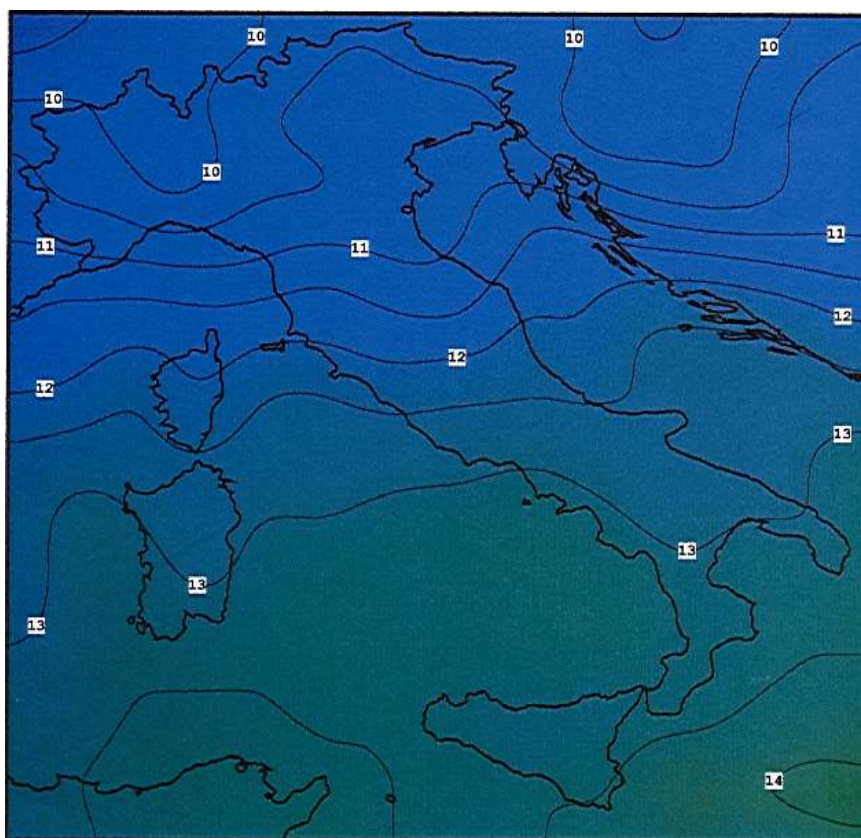



Figura 77l: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) ad ottobre

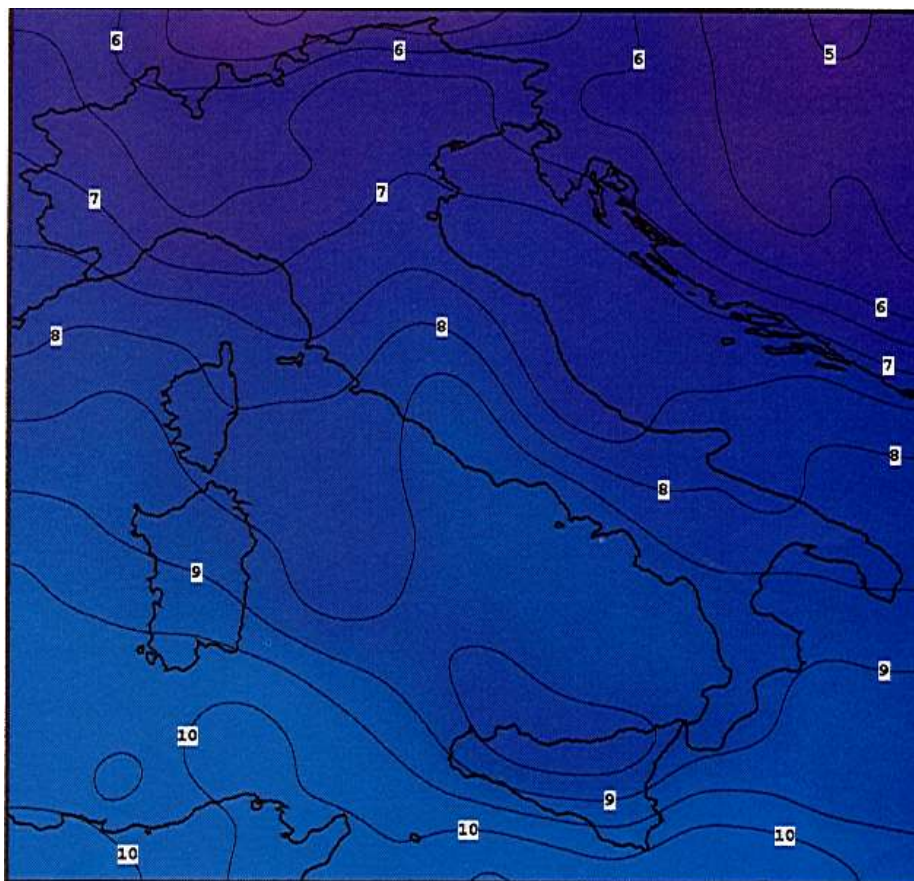



Figura 77m: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a novembre

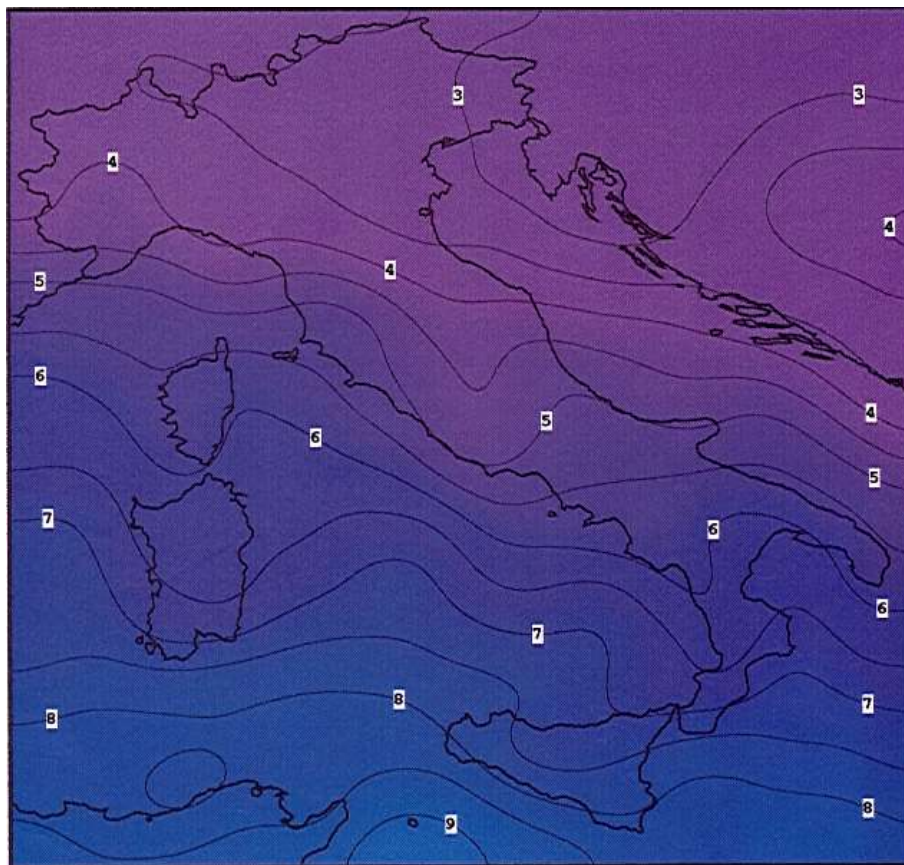



Figura 77n: Irradiazione giornaliera media mensile (MJ/m²/giorno) a dicembre

14.5 ANALISI STATISTICA DELLA RADIAZIONE SOLARE

Si vuole qui fornire un esempio di studio sulla radiazione solare effettuato presso la Facoltà di Ingegneria di Catania con dati storici forniti dall'Osservatorio Astrofisico dell'Università. I dati sperimentali di irraggiamento solare globale su superficie orizzontale sono stati raccolti nell'anno 1967.

Essi costituiscono un complesso di oltre 18.200 elementi, sui quali è stato condotto uno studio sistematico delle principali proprietà statistiche ed applicato in seguito un modello di simulazione fondato sul metodo della matrice di Markoff atto a generare, mediante elaboratore elettronico, sequenze temporali casuali, caratterizzate da una statistica congruente con quella dell'anno storico.

L'indagine qui presentata consiste in una classificazione condotta non direttamente sui dati energetici di insolazione quanto sulle trasparenze del cielo, definite dal rapporto tra l'irraggiamento storico e l'irraggiamento extra-atmosferico, e classificate in 25 classi di passo 0,04.

Il motivo di questa scelta è da ricercarsi nella possibilità di un successivo confronto tra la statistica dei dati storici e quella dei dati simulati a mezzo della matrice di Markoff, in coerenza con le metodologie seguite da altri ricercatori. Oggetto dello studio è, dunque, l'analisi della curva di distribuzione della frequenza percentuale delle trasparenze dei dati storici, ovvero della funzione di densità di probabilità. L'indagine è stata poi estesa alla distribuzione puntuale e cumulativa delle frequenze di soglia, cioè alla classificazione della probabilità del verificarsi di una data classe di irraggiamento e della corrispondente probabilità di irraggiamenti superiori o uguali a quella stessa classe. Si è, infine, ricostruito l'anno storico nelle sue varie determinazioni temporali con passo rispettivamente giornaliero. settimanale, quindicinale e mensile

Procedure operative

I calcoli sono stati condotti tramite elaboratore elettronico che ha tracciato anche i diagrammi relativi. Nel calcolo dello scarto quadratico medio si è utilizzata la formula riferita alla popolazione estesa, ritenendo il complesso dei dati sufficiente per giustificarne l'uso.

I dati o le sequenze di dati mancanti sono stati sostituiti inizialmente da valori nulli e ripristinati in un secondo momento con valori generati col metodo *Montecarlo*[132] onde assicurare una realistica ricostruzione della situazione sperimentale. I dati registrati, disponibili sotto forma di tracciati continui sulle strisce eliofanografiche, sono stati letti senza l'ausilio di mezzi digitali e memorizzati nel calcolatore con un passo temporale di *15'*.

Analisi dei risultati: Curva PDF della frequenza di insolazione

Dai risultati ottenuti e dai diagrammi riportati, la funzione densità di probabilità (ovvero la frequenza percentuale) dei dati di insolazione mensili risulta del tipo bimodale centrata attorno ai valori $0,25 \div 0,35$ e $0,70 \div 0.80$ (fig. 78). Dal diagramma consuntivo delle frequenze annuali discende un utile confronto con le distribuzioni ottenute in altre località rispettivamente del centro e del nord Italia (fig. 79). Il valore medio delle frequenze oscilla attorno ai valori $0,56 \div 0,60$ leggermente più alti di quelli della media nazionale, come risulta particolarmente dai mesi della stagione estiva, ma non eccezionali se confrontati con quelli di altre località dell'isola.

Analisi delle frequenze

Con questa indagine si è inteso studiare la distribuzione dei valori dell'irraggiamento appartenenti all'intervallo $0 \div 1000$ W/m^2, e suddiviso in passi da 50 W/m^2, nonché la distribuzione cumulativa di particolare interesse applicativo nel campo dei dispositivi di misura e conversione dell'energia solare.

Di ogni stagione è riportato il grafico delle frequenze puntuali e cumulative (fig. 80). È immediato notare come l'area coperta dal diagramma si sposta verso le soglie più alte al progredire dei mesi verso le stagioni calde, mentre la curva delle distribuzioni annuali (fig. 81) approssima ottimamente una gaussiana.

---

132 Il *metodo Montecarlo* è nato durante lo sviluppo del progetto Manhattan a Chicago durante l'ultimo conflitto mondiale. Esso è un metodo statistico che associa alla densità di probabilità uniforme di numeri casuali le *storie di vita* che si intendono simulare, determinando *a posteriori* le frequenze dei casi favorevoli. Questo metodo richiede notevoli risorse di calcolo poiché per fornire risultati accettabili deve elaborare migliaia di casi in modo che, per la *Legge del Caso*, la frequenza di calcolo *a posteriori* tenda alla *probabilità matematica* definita, invece, *a priori*.

La generazione delle sequenze simulate: Metodi di previsione stocastica delle sequenze di insolazione. I metodi per la previsione teorica della radiazione solare globale vengono classificati come *deterministici* e *probabilistici*. I primi sono costruiti da sequenze di valori medi desunti da analisi statistica dell'insolazione in lunghi periodi (generalmente un ventennio). L'anno solare così costruito viene detto "*anno di riferimento*" *(Reference Year)* per quella località o territorio e determinato con diversi passi temporali (mensili, settimanali, giornalieri, orari).

Per quanto, però, di grande affidabilità e significatività dal punto di vista statistico, le sequenze di insolazione restano definite una volta per tutte e fissate in forma rigidamente deterministica senza alcuna informazione sulla casualità del fenomeno attinometrico che ne costituisce, invece, un aspetto caratteristico.

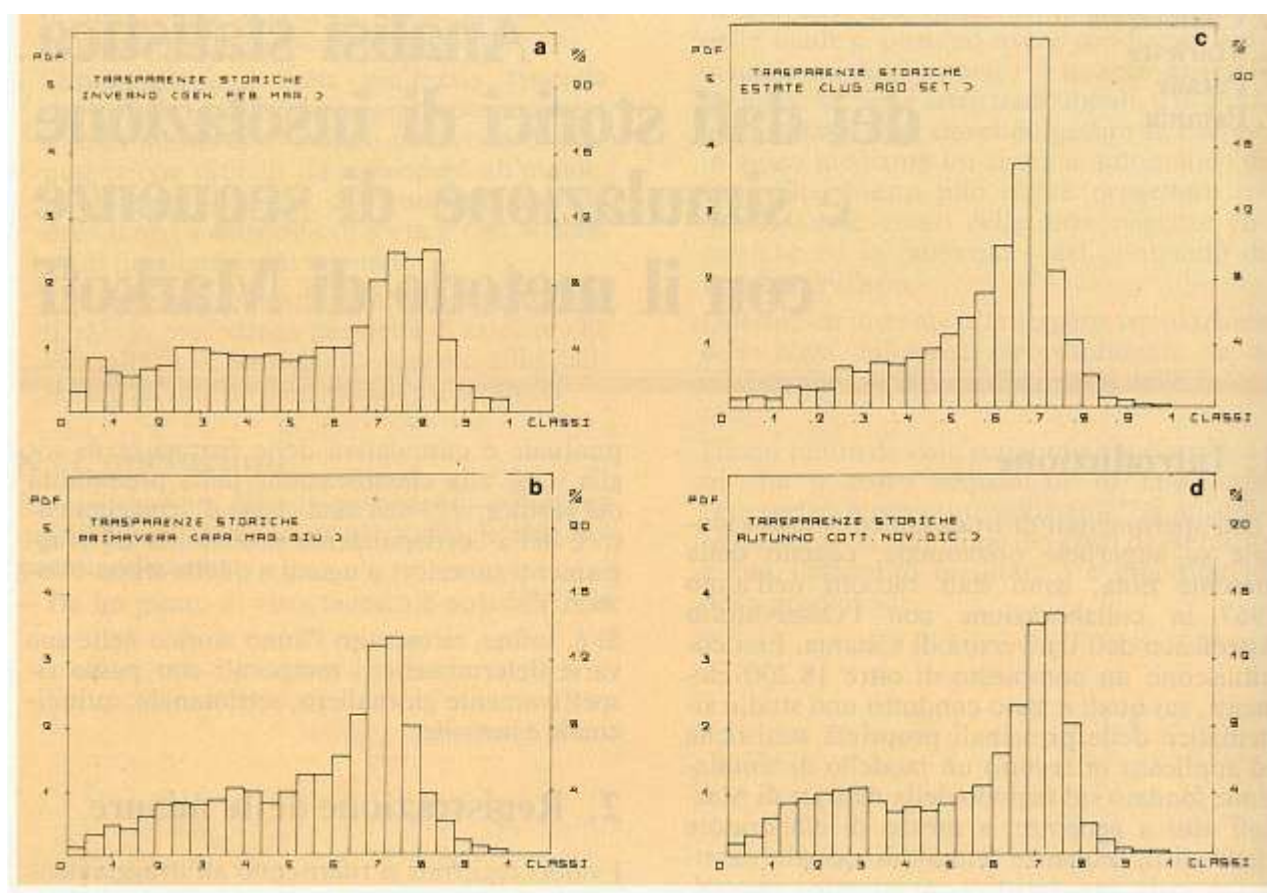



Figura 78: Trasparenze storiche nella varie stagioni a Catania

Il recupero della aleatorietà del dato di insolazione viene realizzato con l'adozione di metodi probabilistici, tipicamente il metodo Monte Carlo, previa conoscenza dei due parametri statistici fondamentali del periodo da simulare: la media m e lo scarto quadratico medio s utilizzati nella relazione $I = m + x\,s$, dove x è una variabile casuale normale compresa, di solito, nell'intervallo - 0,2 ÷ + 0,2. Le sequenze così generate riproducono le fluttuazioni statistiche che si potrebbero osservare sperimentalmente, potendosi con uguale probabilità verificare periodi di alto come di basso soleggiamento.

Il limite tuttavia insito in questo metodo risiede nella mancanza di correlazione tra un dato ed i precedenti, quando l'osservazione sperimentale dichiara invece la forte dipendenza delle condizioni del cielo, in un certo istante, dalle vicende meteorologiche precedenti.

Per superare questo limite e per esprimere il grado di correlazione tra dati successivi di insolazione è stato studiato il modello *ARMA (m, n) (Auto Regressive Moving Average)* che consente di predire la trasparenza del cielo in un istante t tramite una combinazione lineare di m precedenti valori di T e degli n precedenti valori della variabile *random* V, secondo una relazione del tipo:

$$T_i = \sum_{i=1}^{n} a_i T_{t-i} + \sum_{j=1}^{m} b_j V_{t-j} + V_t$$

dove a_i e b_j sono costanti definite in funzione del coefficiente di correlazione, mentre il numero dei termini m ed n viene scelto in base ad altre grandezze statistiche.

Funzione densità di probabilità della trasmittanza atmosferica nella località A (Ispra, Italia)

Località B (Vigna di Valle, Italia)

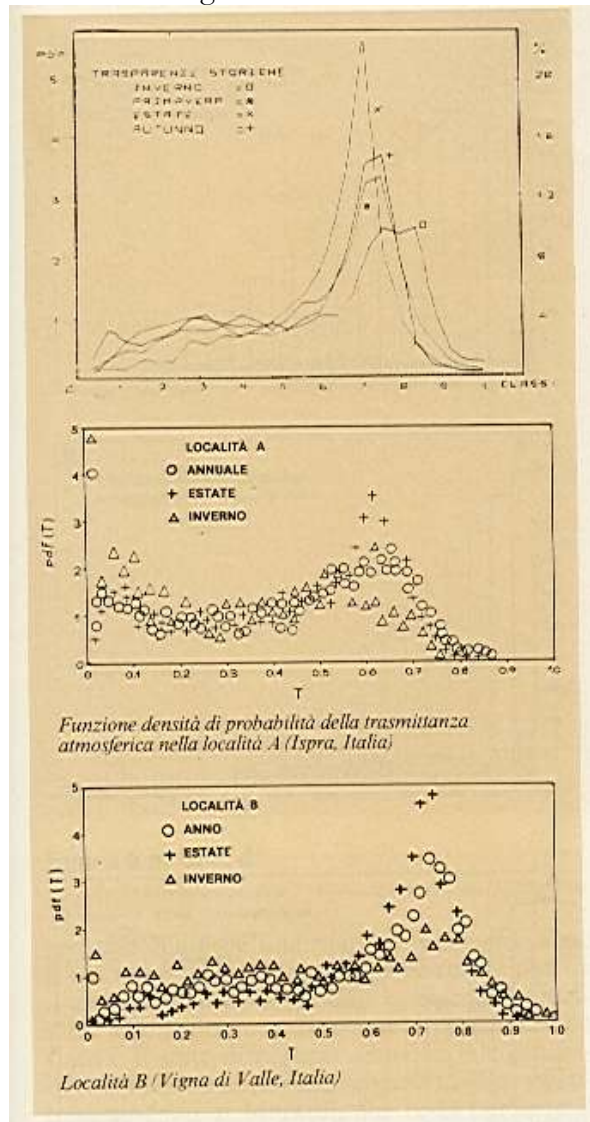



Figura 79: Trasparenze in varie località

Il metodo, ottimo per la previsione di distribuzioni normali, non ha, tuttavia, dato risultati soddisfacenti in quanto quella delle trasparenze sperimentali non è una distribuzione *normale*[133] ma, come già visto, *bimodale*.

È stato quindi elaborato il metodo della matrice autoregressiva o matrice di Markoff col quale ci si limita a correlare un dato con quello immediatamente precedente, mediante un procedimento che fa dipendere la variabile *random* V_t dalla trasparenza T_{t-1}.

Il risultato è la costruzione di una matrice quadrata sulla base dei dati sperimentali di insolazione e tale che i suoi elementi p_{ij} esprimono la probabilità di transizione della trasparenza del cielo dallo stato i allo stato j.

Si è infine tentato di generalizzare questo modello in modo da includere, nella determinazione della trasparenza del cielo in un certo istante, n stati precedenti: il risultato è stato il metodo TTT *(Transmìttance, Transition, Tensor)* che definisce una matrice tridimensionale il cui tensore p_{ijk} esprime la probabilità che ha il cielo di passare allo stato k, essendo al presente allo stato j e, nell'istante precedente, allo stato i.

133 Una distribuzione dicesi *normale* quando segue la distribuzione gaussiana e quindi con un solo massimo (*modo*).

È stato dimostrato che una tale generalizzazione non apporta essenziali miglioramenti al modello di Markoff, che resta pertanto il più semplice e rappresentativo modello di previsione stocastica applicato alle condizioni attinometriche.

La statistica insita nella matrice di Markoff consente, pertanto, di generare un numero qualsivoglia di anni casuali e di riprodurre ancora il grado di correlazione tra diverse sequenze di insolazione.

Di particolare rilievo risulta poi questa proprietà, essendo fondamentale la conoscenza del succedersi delle sequenze di basso ed alto soleggiamento, per esempio nelle applicazioni connesse con l'accumulo dell'energia solare a breve e medio termine ed in generale con tutti i processi caratterizzati da un funzionamento "*a soglia*".

Descriviamo qui il metodo seguito per la compilazione della matrice di Markoff, sulla base dei dati raccolti di soleggiamento nel territorio di Catania, per la generazione di un anno medio (risultato dalla media statistica di 10 anni di simulazioni) nonché lo studio delle principali proprietà statistiche quali la funzione densità di probabilità, frequenza cumulativa, valori medi e deviazioni standard della trasparenza del cielo dell'anno così ricostruito.

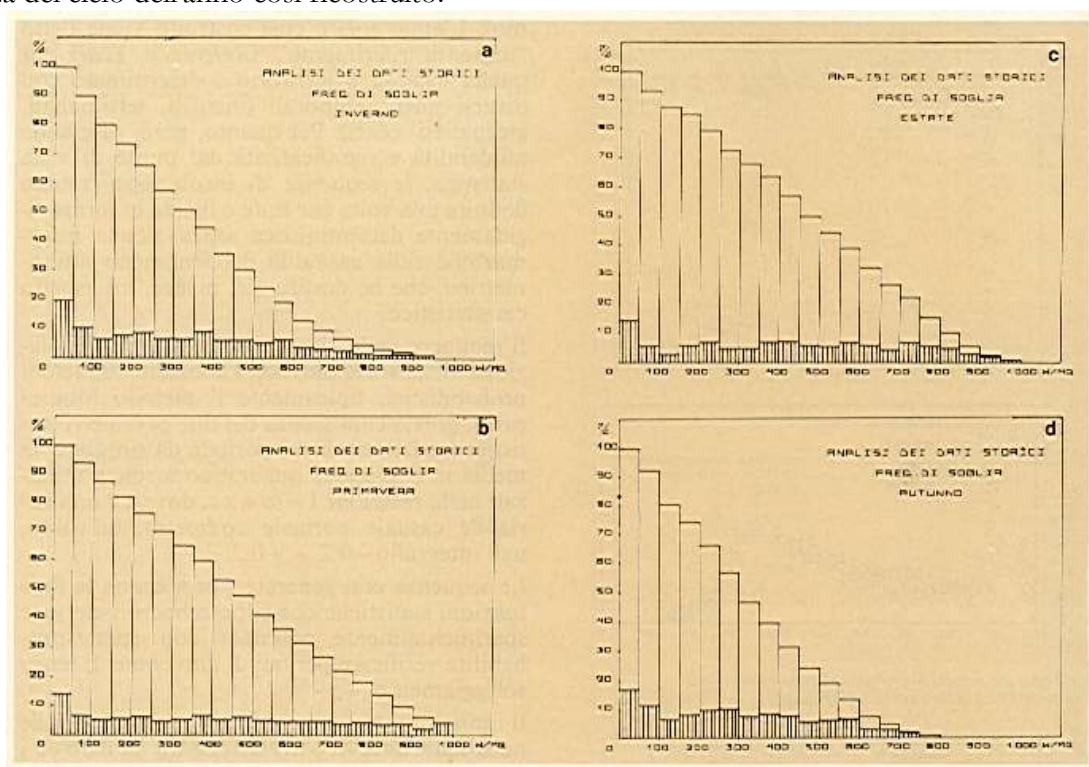



Figura 80: Analisi delle frequenze di soglia nelle varie stagioni a Catania

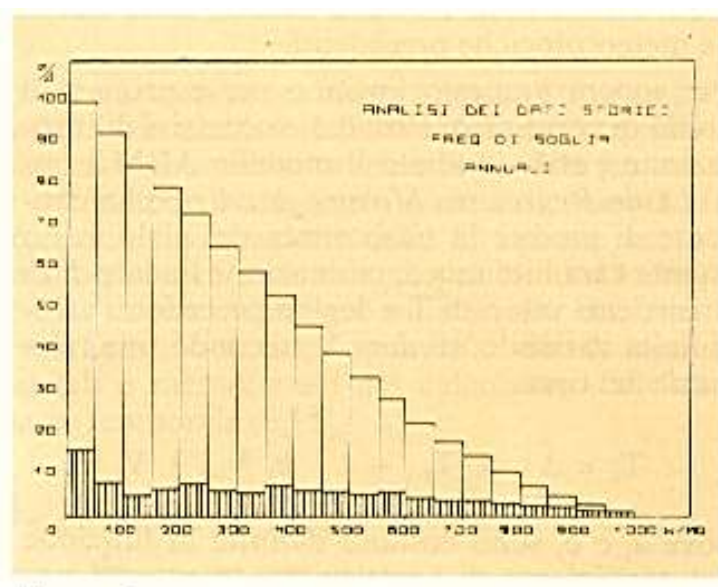



Figura 81: Frequenze di soglia storiche a Catania

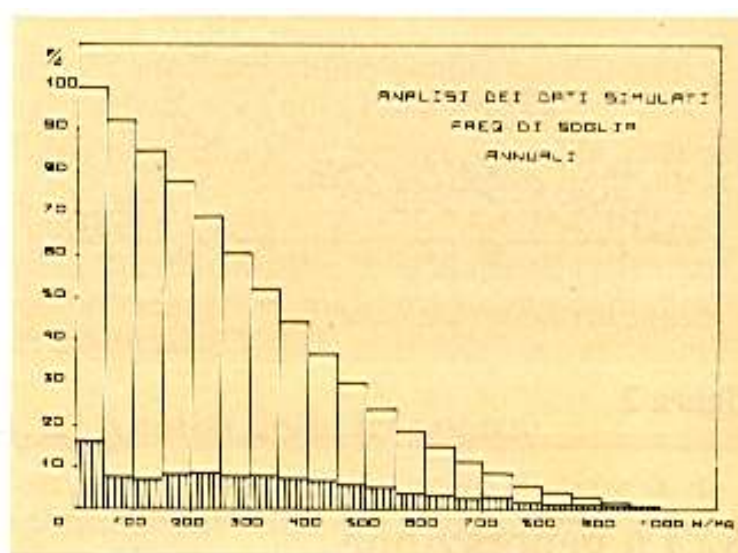



Figura 82: Frequenze di soglia simulate a Catania

Descrizione dell'algoritmo per la generazione della matrice di Markoff

L'algoritmo utilizzato, di tipo iterativo, consente di generare una matrice quadrata che precedenti studi hanno dimostrato opportuno definire di dimensioni 25 x 25 e che consiste nel sommare una unità a quell'elemento di matrice a_{ij} i cui pedici sono dati dalla classe di appartenenza di due trasparenze successive; ad ogni ciclo l'indice riga è posto uguale all'indice colonna precedente e tale procedura è ripetuta fino all'esaurimento dei valori disponibili. La matrice così ottenuta viene normalizzata e sottoposta alla verifica di ergodicità (o convergenza), che consiste nel verificare se, moltiplicando *n* volte la matrice per sé stessa, risulta:

$$\left|a_{ij}^{m} - a_{ij}^{m-1}\right| < \varepsilon$$

per qualunque coppia (i,j) e per ε comunque piccolo.

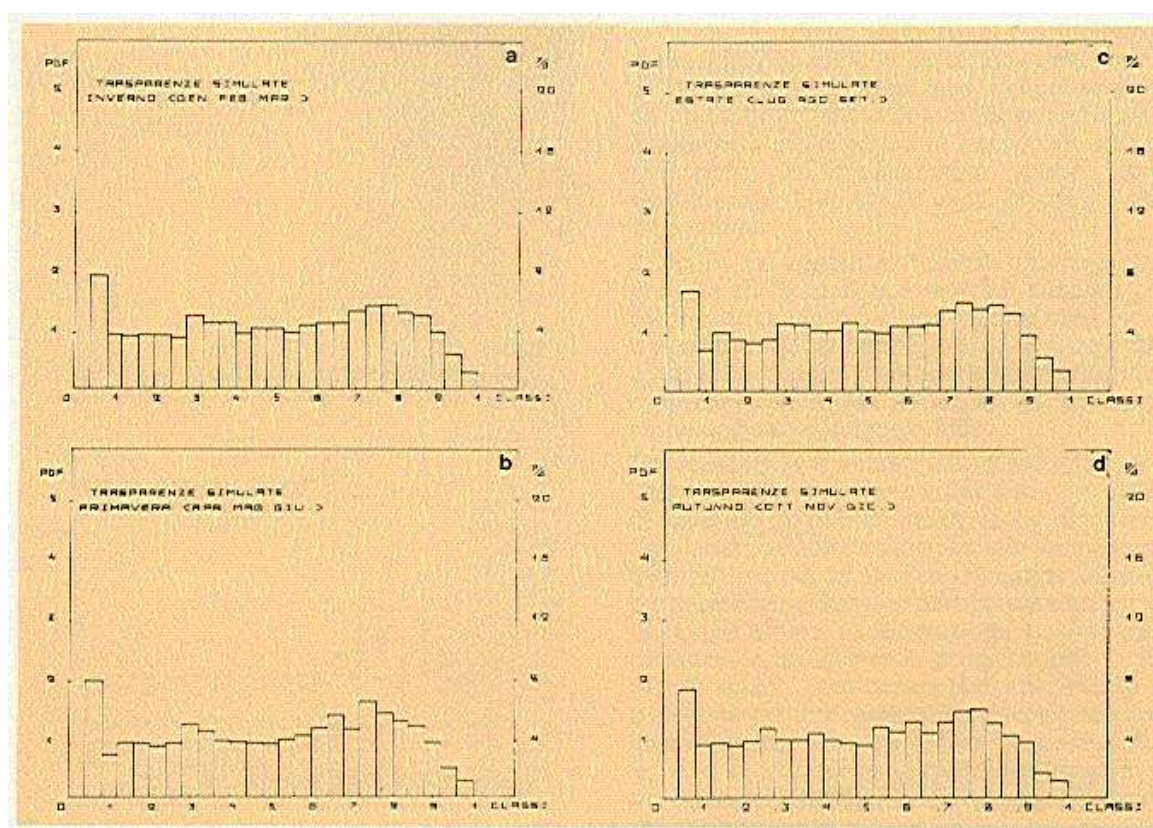



Figura 83: Analisi dei dati simulati - Frequenze di soglia nelle varie stagioni a Catania.

Dopo tale verifica la matrice (*normalizzata*) è definita "*Matrice di Transizione Autoregressiva*" e può essere utilizzata per la generazione delle sequenze casuali. L'algoritmo utilizzato a questo scopo prevede l'estrazione di un numero *random,* che, moltiplicato per il passo di classificazione delle trasparenze, viene assunto come indice riga.

La trasparenza simulata viene assunta come l'indice colonna di quell'elemento della riga, prima individuata, tale che la somma degli elementi precedenti risulti non minore di un secondo numero *random* estratto. Ad ogni ciclo successivo verrà poi posto l'indice riga eguale all'indice colonna. La serie delle trasparenze simulate viene così a costituire una banca dati, i cui elementi, moltiplicati per l'irraggiamento extra-atmosferico, riproducono *l'anno casuale*, la cui statistica simula con ottima approssimazione l'anno storico originario.

L'analisi statistica dell'anno casuale

Sull'anno casuale generato automaticamente sono state condotte le stesse indagini statistiche eseguite sui dati storici. Sono state in particolare studiate le curve di distribuzione delle trasparenze, classificate in 25 categorie di passo 0,04, e mostrate per tutte le stagioni dell'anno nelle figure 79, 80 e 81, nonché la curva di distribuzione complessiva dell'intero anno (fig. 82). Quest'ultima mostra un andamento quasi costante attorno ai valori medi e con larghi massimi attorno ai valori *0,25÷ 0,35* e 0,7÷0,80 che ne rappresentano i picchi modali.

La differenza tra l'andamento medio annuale dei dati storici e quello delle sequenze simulate è dovuta essenzialmente al fatto che trattasi di due situazioni non del tutto congruenti, risultando la prima dalla media di 10 anni e la seconda da un solo anno e particolarmente soleggiato. D'altra parte analoghe differenze sono visibili anche dal confronto di anni storici e simulati presso altre località da altri ricercatori, come risulta dalla figure 79 e 84.

Considerazioni sui metodi statistici per l'analisi della radiazione.

Le considerazioni sopra esposte consentono di rimarcare una caratteristica importante della generazione markoffiana: anche se la statistica fondamentale si riferisce all'anno storico di base, gli anni simulati hanno variabilità statistica tale da avere, ad esempio, anni con insolazione particolarmente elevata o particolarmente bassa. Si ritiene, pertanto, che il metodo di simulazione fondato stilla tecnica

delle catene di Markoff sembra essere oggi tra i più semplici ed affidabili strumenti di previsione applicati ai fenomeni atmosferici ed in particolare alla simulazione dell'irraggiamento solare. come d'altra parte dimostra la vasta letteratura oggi disponibile.

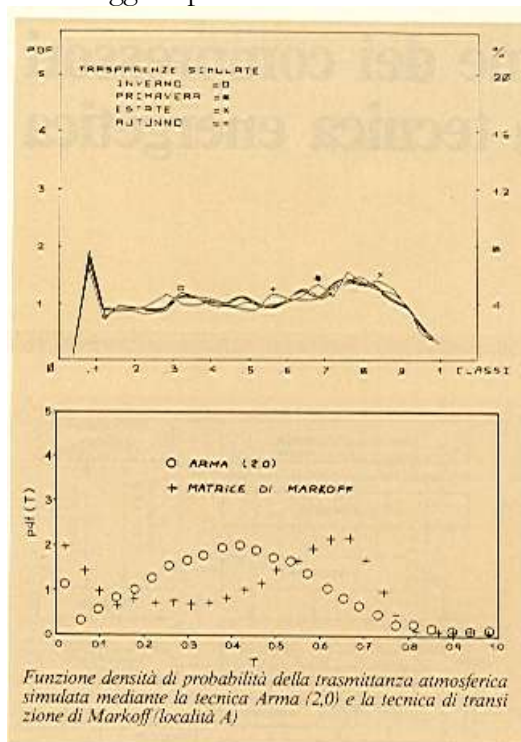



Figura 84: Funzioni di densità di probabilità della trasmittanza

L'analisi qui condotta dimostra una larga congruenza tra la statistica dei dati simulati con quelli storici, tanto più se si osserva che i picchi e le singolarità dell'anno storico vengono attenuati verso i valori medi, consentendo così una rappresentazione più aderente alla situazione reale mediata su lungo periodo. Un vantaggio sostanziale del metodo della matrice di Markoff consiste infine nella possibilità di simulare un numero qualsivoglia di anni casuali, con variabilità statistica tale da avere per esempio periodi (o anni stessi) con insolazione particolarmente bassa o particolarmente elevata. Quest'ultima considerazione risulta infine di notevole utilità per la progettazione di impianti solari, con particolare riferimento al problema del dimensionamento degli accumulatori di calore o della sorgente integrativa ausiliaria e comunque in tutte le applicazioni di processo caratterizzate da una soglia inferiore di funzionamento.

14.5.1 NUVOLOSITÀ

La nuvolosità influisce notevolmente sul clima poiché modifica il rapporto tra la radiazione diretta e la radiazione diffusa per effetto dell'assorbimento e della diffusione delle molecole d'acqua costituenti le nubi. Durante le giornate nuvolose la radiazione globale ricevuta su una superficie comunque inclinata è quasi esclusivamente diffusa e pari al 5 ÷ 20 % di quella diretta. Pertanto l'irraggiamento totale si riduce notevolmente. Anche la *limpidità atmosferica* influisce sulle condizioni di soleggiamento. Questa è data dall'assenza di polveri o altri fattori inquinanti che assorbono la radiazione solare o che la modificano (ad esempio per scattering e per diffusione). Questo fattore è comunque legato molto alle condizioni locali, cioè alla presenza di ciminiere industriali, cave, vulcani, …. Nella Sicilia, ad esempio, la presenza di polveri vulcaniche o di sabbia sahariana riduce spesso la limpidità atmosferica e quindi l'irraggiamento solare.

14.5.2 TEMPERATURA DELL'ARIA

La temperatura di un sito geografico dipende sia dall'irraggiamento atmosferico che dalle possibilità di scambi termici tra la terra e l'atmosfera. Infatti il bilancio globale di questo scambio dipende dalla dispersività dell'atmosfera, dalle correnti d'aria e dalla presenza di masse termiche. E' infatti osservabile da tutti come certe zone risultino più calde di altre, pur essendo vicini e

apparentemente simili; in effetti esse differiscono per il versante, per la presenza di valli o di monti, per la geologia dei terreni, per la presenza di acqua in bacini o fiumi, ….

Le stagioni metereologiche non dipendono solamente dalla lunghezza dei giorni ma risultano sfasate di uno-due mesi rispetto ai periodi di massima durata. Ad esempio le condizioni di maggior caldo si hanno in Italia in agosto e non in giugno-luglio che pure hanno maggiore insolazione. Allo stesso modo le temperature minori non si verificano in corrispondenza del solstizio di inverno (21 dicembre) a gennaio-febbraio. A scala temporale più ridotta questo sfasamento avviene anche fra l'irraggiamento orario giornaliero e la temperatura oraria giornaliera: il massimo si ha dopo le 14 e il minimo si ha durante la notte o poco prima dell'alba.

14.5.3 MOVIMENTI D'ARIA

Se si osserva la distribuzione della radiazione solare netta (vedi figura 38) appare evidente che si ha un deficit della radiazione solare nelle zone di elevata latitudine (>70°) e un eccesso alle basse latitudini (<30). Ciò, tuttavia, non comporta un surriscaldamento delle zone intertropicali poiché si ha un riequilibrio termico operato dalle correnti d'aria (che trasportano circa i 4/5 dell'energia) e delle correnti marine (che trasportano l'altro 1/5 di energia restante). In pratica i flussi di aria e di acqua costituisco un vero e proprio sistema di ridistribuzione dell'energia, riscaldando le zone fredde e raffrescando quelle calde. Del resto è sotto gli occhi di tutti l'azione calmieratrice del clima che la presenza del mare opera nelle zone costiere. Il clima mediterraneo si estende fin dove l'azione del mare mediterraneo si fa sentire. Gli spostamenti di masse d'aria avvengono per effetto di differenze di temperatura fra zone diverse della Terra e per differenza di pressione (vedi figure 39, 40,41, 42).
Nella maggior parte dei paesi dell'Unione Europea la velocità media del vento è di 3÷4 m/s nelle zone costiere e 2÷3 m/s nell'entroterra. In Italia le direzione di provenienza del vento risultano assai variabili e strettamente legati a fattori locali, quali l'orografia del terreno e la presenza di bacini d'acqua. Inoltre l'altimetria dei luoghi influenza notevolmente il regime dei venti a parità di latitudine.

14.5.4 UMIDITÀ DELL'ARIA

Questo fattore dipende dai meccanismi di evaporazione e traspirazione dovuti alla radiazione solare e ai gradienti termici dell'atmosfera. L'umidità influenza fortemente le condizioni di benessere termico: l'aria fredda e umida appare molto più fredda dell'aria a bassa umidità alla stessa temperatura.

Una percentuale di umidità ritenuta accettabile (vedi nel prosieguo le condizioni di comfort termico) deve essere compresa fra 35÷70 %. A causa dell'assorbimento della radiazione solare da parte del vapore acqueo (come già detto in precedenza) le zone più umide sono anche meno soleggiate e quindi più fredde. L'umidità è spesso legata alle condizioni locali e quindi al microclima del sito geografico. A parità di latitudine e radiazione solare alcune zone sono più umide di altre e addirittura in alcuni si ha la formazione di nebbia e in altre non. La presenza di precipitazioni e di nebbie condizionano notevolmente la progettazione degli edifici e deve essere presa in giusta considerazione dal progettista.

14.6 CARATTERISTICHE ALEATORIE DELLE ENERGIE ALTERNATIVE

Da quanto sopra indicato appare chiaro che la caratteristica più appariscente dell'energia solare (e tutte le sue derivate) è che questa è aleatoria. Essa, quindi, non è sempre disponibile ma variabile di giorno in giorno e di ora in ora in modo che non possiamo prevedere con certezza.

Proprio questa caratteristica influenza sia il progetto che l'utilizzo dei sistemi solari. Infatti possiamo immaginare di avere disponibilità dell'energia solare solo fra l'alba e il tramonto e in quest'intervallo con forte variabilità data sia dalla presenza di nuvole che per la variabilità della trasparenza atmosferica.

Ne consegue che anche l'energia utile raccolta dagli impianti solare ha la caratteristica di grande variabilità ed aleatorietà.

L'energia solare e in genere tutti gli impianti alternativi (solari ed eolici) possono essere definiti ***impianti integrativi*** e non ***sostitutivi*** degli impianti tradizionali**.**

Ciò significa che accanto agli impianti alternativi dobbiamo sempre avere gli impianti tradizionali che debbono far fronte al carico totale integrando l'energia mancante.

Ma non basta! Le energie alternative sono costose perché richiedono superfici di captazione attrezzate (mediante collettori solari termici e fotovoltaici o pale eoliche) e certamente non economica.

Così, ad esempio, un classico scalda acqua solare da 200 L/giorno di acqua calda a 40 °C costa, a seconda del modello e della tipologia di impianto, da 2000 a 3000 €. Questo costo di acquisto va pagato tutto e subito ed in più dobbiamo sempre avere uno scalda acqua tradizionale nei giorni di scarsa insolazione. Il risparmio varia da circa 0,2 a 0,6 €/giorno.

Il costo dell'impianto solare si ammortizza in 15- 18 anni, alle condizioni attuali di costo del denaro e dell'energia. Tuttavia il denaro lo si deve investire immediatamente.

Se immaginiamo di installare un tetto solare da 3 kWp con pannelli fotovoltaici dovremo spendere circa 20.000 € e, almeno con l'attuale legislazione sul conto energia, sperare di ammortizzare l'impianto in 12 – 15 anni. Se vogliamo solarizzare il 20% delle abitazioni italiane ed installare anche uno scalda acqua solare non è difficile calcolare un costo di investimento di alcune centinaia di miliardi di euro! Anche se si pensa di effettuare l'investimento in dieci anni si avrebbe un drenaggio inaccettabile di risorse economiche.

15. IMPIANTI SOLARI TERMICI CON COLLETTORI PIANI

Il collettore solare è un dispositivo capace di convertire la radiazione solare in energia termica.

In esso si sfrutta il cosiddetto *effetto serra:* la radiazione solare (di bassa lunghezza d'onda $\lambda < 3$ μm) passa attraverso il vetro (*vedi curve del fattore di trasmissione in Figura 349*) mentre la radiazione termica emessa dalla piastra captatrice (di alta lunghezza d'onda cioè con $\lambda > 3$ μm) resta bloccata dalla lastra vetrata.

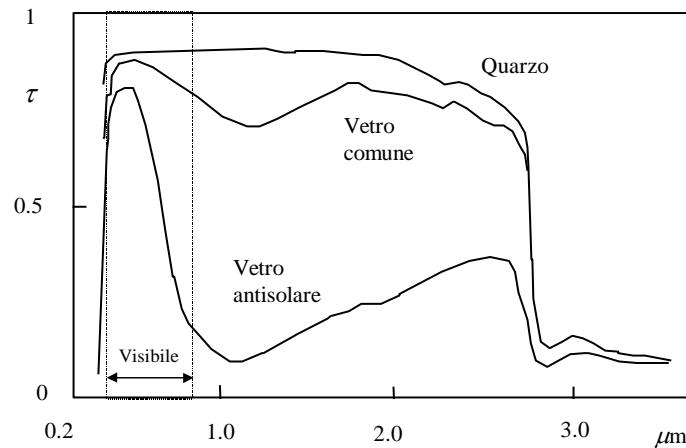



Figura 349: Fattore di trasmissione di alcuni tipi di vetro

Possono essere di diverse tipologie: piani, parabolici, a vetri, a tubi di calore, …, ma qui prenderemo in esame solamente i *collettori solari piani*.

15.1 ANALISI DEL FUNZIONAMENTO

Consideriamo il collettore indicato in sezione in Figura 350: esso è formato essenzialmente da un contenitore (detto *carter*) nel quale sono inseriti una piastra captatrice solitamente in materiale metallico annerito (lamiera di acciaio o di rame o di alluminio), da una o più lastre di vetro poste al di sopra della piastra captatrice ad una distanza variabile fra 1 e 2 cm e infine dal coibente posto fra *carter* e piastra captatrice.

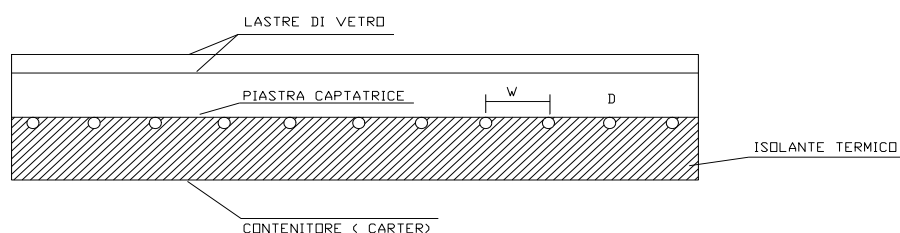



Figura 350: Schema di un collettore solare piano

Chiameremo *energia utile* quella che può essere trasportata all'esterno del collettore sotto forma di energia termica. In funzionamento statico (cioè senza acqua di circolazione nei tubi) l'energia solare intrappolata per effetto serra serve a riscaldare i componenti del collettore (piastra, vetro, carter) fino ad una temperatura di equilibrio (escludiamo qui le condizioni transitorie per la complessità delle problematiche che ne derivano) tale che renda le perdite di calore (per convezione ed irraggiamento) verso l'esterno pari all'energia solare guadagnata.

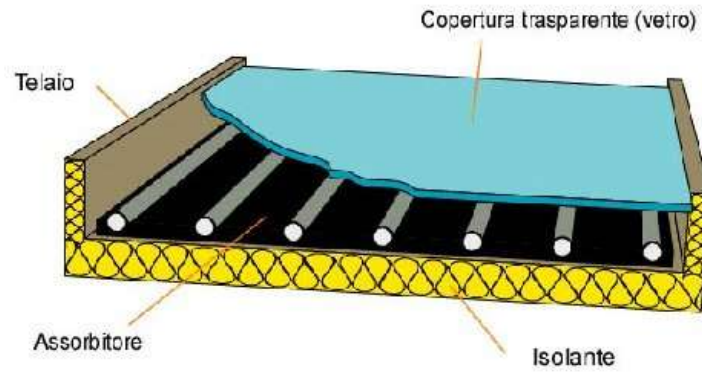



Figura 351: Spaccato di un collettore solare piano

In pratica vale l'equazione di equilibrio:

$$\underbrace{H_T A_c (\alpha\tau)_e}_{\text{Energia solare assorbita}} = \underbrace{Q_{convezione} + Q_{irraggiamento}}_{\text{Energia termica perduta}} \qquad [424]$$

In questa equazione si è indicata con H_T l'irraggiamento solare, con $(\alpha\tau)_e$ il prodotto fra fattore di assorbimento α della piastra e della trasmissività del vetro τ. In realtà la relazione tiene conto anche delle infinite riflessioni ed assorbimenti residuali della radiazione solare fra piastra di captazione e vetro di copertura. A_c è l'area della superficie del collettore.

Le perdite a secondo membro possono essere espresse nei modi consueti della Trasmissione del Calore e cioè, per la convezione fra vetro ed aria esterna:

$$Q_{convettivo} = h_v A_v (t_v - t_e) \qquad [425]$$

con h_v coefficiente di convezione fra vetro ed aria esterna. Per l'irraggiamento fra vetro ed aria esterna:

$$Q_{irraggiamento} = \varepsilon\sigma_0 F_{12} A_v \left(T_v^4 - T_e^4\right) \qquad [426]$$

ove F_{12} è il fattore di vista fra la superficie della piastra vetrata e l'ambiente esterno[134], ε l'emissività del vetro, σ_0 la costante di Stefan Boltzmann, A_v l'area della superficie vetrata, T_v e T_e le temperature assolute del vetro e dell'aria esterna.

Si fa osservare che il bilancio energetico sopra detto è riferito solo alla piastra vetrata perché, in equilibrio termico, il flusso uscente dalla piastra captatrice verso quella vetrata deve eguagliare quello che dalla piastra vetrata va verso l'aria esterna.

Ben più complesse sono le equazioni di bilancio termico per la piastra captatrice perché la distribuzione di temperatura in essa non è uniforme ma variabile fra un massimo al centro delle strisce ove non sono presenti i tubi ed un minimo al centro delle strisce ove sono presenti i tubi. Questa disuniformità è più elevata quando si ha circolazione di acqua.

Data la brevità del presente corso si rimanda ai testi specializzati l'approfondimento di queste tematiche. Se si fa circolare l'acqua all'interno, vedi ad esempio il circuito di Figura 360, allora il bilancio indicato nella [424] cambia perché occorre tenere conto anche del calore trasportato dal flusso di acqua di refrigerazione. In pratica l'acqua che circola all'interno dei tubi porta via una quantità di energia termica pari a:

$$Q_u = \dot{m} c_a \left(t_{fu} - t_{fi}\right) \qquad [427]$$

---

134 Per il calcolo della radiazione solare media giornaliera su una superficie inclinata di un angolo β rispetto all'orizzontale si può assumere F_{12} pari al fattore di vista per radiazione solare diretta, cioè $F_{12} = \frac{(1+\cos\beta)}{2}$.

ove, con il solito simbolismo, si indicano con:

- $\dot{m}$ la portata di acqua, kg/s;
- c_a calore specifico dell'acqua, 4186 J/kg/K;
- t_{fu} temperatura dell'acqua in uscita dal collettore, °C;
- t_{fi} temperatura dell'acqua in ingresso dal collettore, °C;

Pertanto l'equazione di bilancio energetico viene ora modificata nella forma:

$$\underbrace{H_T A_c (\alpha\tau)_e}_{\text{Energia solare assorbita}} = \underbrace{Q_{convezione} + Q_{irraggiamento}}_{\text{Energia termica perduta}} + \underbrace{\dot{m} c_a \left(t_{fu} - t_{fi}\right)}_{\text{Energia Utile } Q_u} \qquad [428]$$

Di solito si suole esprimere questo bilancio in funzione di grandezze di facile accesso nella pratica impiantistica. Ad esempio le perdite radiative e convettive sono espresse in funzione della differenza di temperatura fra il fluido in ingresso, di solito nota da considerazioni impiantistiche (*ad esempio è la temperatura del serbatoio di accumulo o la temperatura di ritorno di uno scambiatore di calore di un dispositivo di utilizzazione dell'energia*), e la temperatura dell'aria esterna (*di solito nota per ogni sito di applicazione*).

15.1.1 RELAZIONE DI HOTTEL WHILLIER BLISS

Tutto ciò, unitamente alla disuniforme distribuzione della temperatura sia trasversalmente al flusso di acqua che longitudinalmente lungo il flusso di acqua, porta a definire il bilancio indicato nella [428] in una forma convenzionale oggi universalmente accettata nell'impiantistica solare.

In particolare si esplicita il flusso di energia netta convertita da un collettore solare piano che è data dalla relazione di *Hottel-Bliss-Whillier*:

$$Q_u = F_R A_c \left[H_T (\alpha\tau)_e - U_L \left(T_{f,i} - T_e\right)\right] \qquad [429]$$

ove si ha il seguente simbolismo:

A_c Area netta di raccolta del collettore solare, [m²];

- F_R detto Fattore di rimozione termica del collettore che tiene conto della disuniformità longitudinale della temperatura per effetto del flusso del refrigerante ed è definito dalla relazione $F_R = \dfrac{\text{Raccolta reale di energia utile}}{\text{Raccolta di energia utile con } T_{fi} = T_{fu}}$ ossia, in termini analitici: $F_R = \dfrac{\dot{m}C_P}{A_C U_L}\left[1 - e^{-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m}C_P}}\right]$. Valori correnti di F_R variano nell'intervallo 0.8÷0.85 con le ipotesi di portata di massa nel collettore di 50÷60 kg/h.m² e con tipologia di saldatura dei tubi alla piastra sufficientemente efficiente (in particolare la conduttanza C_B deve essere sufficientemente elevata in modo da non incrementare il coefficiente globale di perdita del collettore. Semplificando la precedente relazione mediante sviluppo in serie al secondo termine, si può scrivere una espressione semplificata del fattore di rimozione termica F_R molto utile nelle applicazioni perché prescinde dal calcolo di F' (fattore di efficienza): $F_R = 1 \Big/ \left(1 + 0.5 \dfrac{U_L A_c}{\dot{M} c_p}\right)$ con

$\dot{M}$ portata totale del circuito e con il solito simbolismo degli altri termini. Se ci si riferisce alla

portata specifica per unità di superficie di piastra assorbitrice si può ancora scrivere la relazione in forma semplificata: $F_R = 1 \Big/ \left(1 + 0.5\dfrac{U_L}{\dot{m}c_p}\right)$;

- F' detto fattore di efficienza del collettore tiene conto delle disunformità di distribuzione orizzontale della temperatura ed è definito dalla relazione: $F' = \dfrac{1/U_L}{W\left[\dfrac{1}{U_L\ D + (W-D)F} + \dfrac{1}{C_b} + \dfrac{1}{\pi D_i h_{fi}}\right]}$ ove D è il diametro dei tubi, W è la larghezza della striscia elementare di raccolta dell'energia solare (distanza fra due diametri consecutivi), C_b la conduttanza della saldatura fra tubo e piastra, D_i il diametro interno del tubo, h_{fi} il coefficiente di convezione termica del fluido di raffreddamento all'interno dei tubi, U_L il coefficiente globale di perdita fra piastra e aria dato dalla relazione di Klein:

$$U_L = \left\{ \frac{N}{\dfrac{C}{T_{pm}}\left[\dfrac{(T_{pm}-T_a)}{N+f}\right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm}+T_a)(T_{pm}^2+T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591\cdot Nh_w)^{-1} + \dfrac{2N+f-1+0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g}} \qquad [430]$$

ove si ha:

N numero di lastre di vetro;

f $= (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w\varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$

C $= 520\cdot(1 - 0.000051\beta^2)$ per $0° < \beta < 70°$, per $\beta > 70°$ usare $\beta = 70°$

E $= 0.430\cdot\left(1 - 100/T_{pm}\right)$

β inclinazione del collettore solare (in gradi)

ε_g emissività del vetro (=0.88 per vetro normale)

ε_p emissività della piastra di assorbimento

T_a temperatura assoluta dell'aria ambiente, K

T_{pm} temperatura media assoluta della piastra assorbente, K

h_w coefficiente di convezione vetro-aria, W/m²K

- H_T è la radiazione solare incidente sulla piastra captatrice, W/m²

- $(\alpha\tau)_e$ prodotto del fattore di assorbimento medio effettivo e del fattore di trasmissione medio della piastra captatrice;

- T_{fi} temperatura del fluido in ingresso nel collettore solare, °C

- T_e temperatura dell'aria ambiente, °C

I tre parametri F_R, $(\alpha\tau)$ e U_L sono fondamentali per la scelta e il funzionamento dei collettori solari piani. Nelle seguenti tabelle si hanno alcuni valori per le tipologie più ricorrenti.

Per $(\alpha\tau)$ la tabella seguente vale per angoli di incidenza compresi fra 0° e 60° e per fattore di estinzione dei raggi solari nel vetro pari a $K_L = 0.0524$.

NUMERO DI LASTRE VETRATE				
N	1	2	3	4
$(\alpha\tau)$	0.86	0.73	0.65	0.55

Tabella 109: Fattore di assorbimento al variare dl numero di lastre

Per il coefficiente globale di scambio termico U_L vale la seguente tabella riassuntiva valida per T_P=60 °C e velocità del vento di 5 m/s.

Tipo di collettore	TIPO DI VETRO		
	SINGOLO	DOPPIO	TRIPLO
Dipinto di nero (ε_p =0.95)	6.5	3.6	2.4
Dipinto con vernice selettiva (ε_p =0.1)	3.5	2.4	1.7

Tabella 110: Coefficienti globali di perdita al variare del numero di vetri

In Figura 352 si ha una rappresentazione schematica degli scambi energetici per un collettore piano. Si può osservare che l'energia utile raccolta (quella che viene quindi trasformata in calore) varia dal 15 al 40% a seconda delle condizioni operative.

In particolare si hanno percentuali di raccolta (meglio definite come rendimenti di raccolta) maggiori, apri condizioni esterne di temperatura dell'aria T_a e di velocità del vento, quanto più è maggiore la radiazione solare, H_T, e quanto più è bassa la temperatura di ingresso del fluido nel collettore, T_{fi}.

Nella Figura 359 sono riportate alcune tipologie di saldature e di attacco delle tubazioni alla piastra captatrice. Se la tipologia di attacco dei tubi alla piastra captatrice non è buona allora le conseguenze sul *fattore di rimozione termica* sono pesanti e il suo valore scende vistosamente.

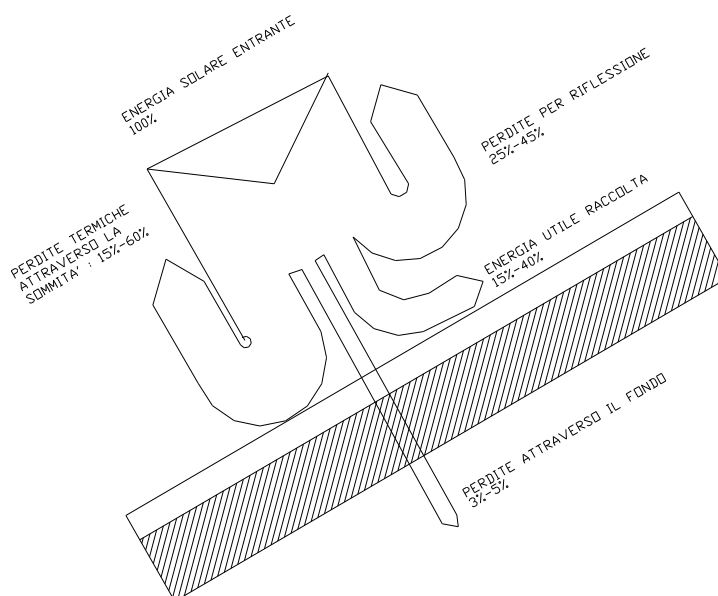



Figura 352: Illustrazione schematica della distribuzione dell'energia nei collettori solari piani

15.1.2 EFFICIENZA DI RACCOLTA DELL'ENERGIA SOLARE

L'*efficienza media giornaliera* di un collettore solare attivo è definita dal rapporto fra l'energia utile totale raccolta, vedi la [429] e l'energia totale incidente sul collettore:

$$\eta_{md} = \frac{\sum_{ore_utili} [Q_u = A_c F_R \left[(\alpha\tau)_e H_T - U_L \left(T_{fi} - T_a \right) \right]]}{\sum_{ore_utili} A_c H_T} \qquad [431]$$

La precedente relazione si può scrivere, con riferimento ai valori istantanei, nella forma lineare:

$$\eta = F_R\left[\left(\alpha\tau\right)_e - U_L\frac{T_{fi}-T_a}{H_T}\right] \qquad [432]$$

Pertanto l'efficienza di un collettore piano si può diagrammare come una retta, vedi Figura 353, e l'ordinata all'origine vale $(\alpha\tau)F_R$ mentre l'ascissa di intersezione con l'asse ΔT/I vale $F_R U_L$.

Queste considerazioni suggeriscono le modalità operative per calcolare sperimentalmente i parametri caratteristici dei collettori solari $(\alpha\tau)$ e U_L noto il valore di F_R.

Nel valutare l'efficienza suddetta occorre tenere presente che il numeratore deve essere positivo (cioè su deve avere raccolta utile di energia solare) in caso contrario si avrebbe un raffreddamento dell'acqua all'interno del serbatoio di accumulo.

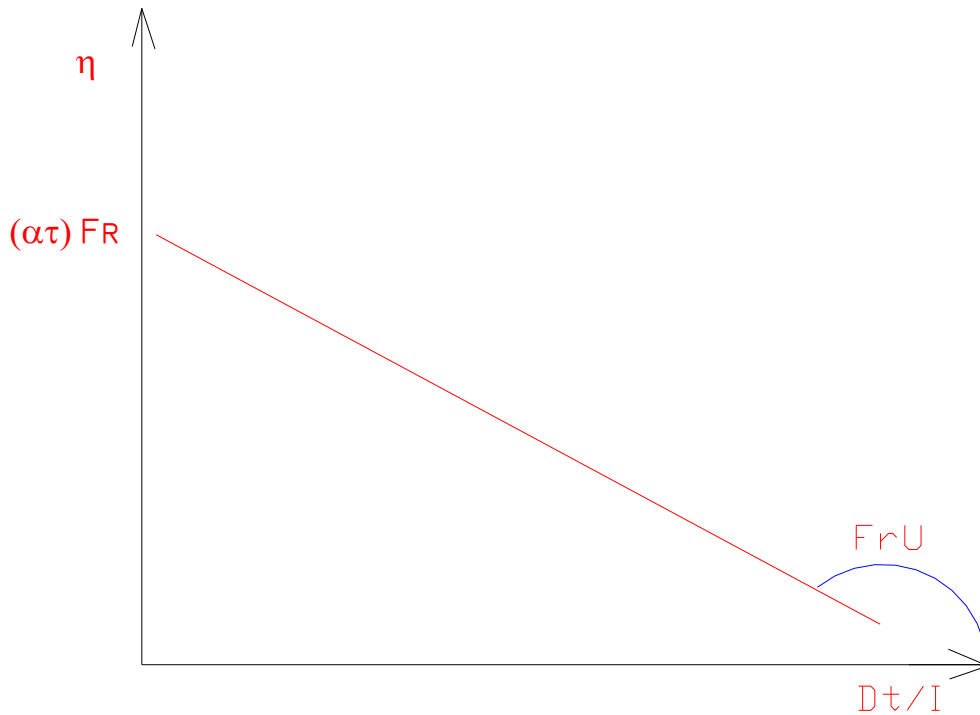



Figura 353: Retta di efficienza per un collettore solare piano

Di solito questa inversione di flusso si evita ponendo una centralina elettronica che confronta le temperature di uscita del collettore con quella di ingresso e blocca la circolazione se questo confronto risulta negativo. In termini analitici la [431] ci dice che $Q_u>0$ quando:

$$\left(\alpha\tau\right)_e H_T - U_L\left(T_{fi}-T_a\right) > 0$$

ovvero quando l'irraggiamento risulta:

$$H_T > \frac{U_L\left(T_{fi}-T_a\right)}{\left(\alpha\tau\right)_e}$$

Il periodo non utile di irraggiamento solare (*cut-off*) dipende, quindi, non solamente dalle caratteristiche del collettore solare, cioè da $(\alpha\tau)_e$ e da U_L, ma anche dalla differenza di temperatura del fluido in ingresso con quella dell'ambiente esterno.

Pertanto il periodo di raccolta utile è tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura di utilizzo dell'energia solare poiché la temperatura del fluido in ingresso nella piastra è quasi coincidente con quella uscente dall'accumulo termico.

I valori usuali per i nostri climi e condizioni meteorologiche sono compresi fra il 10÷25% nel periodo invernale e 25÷45% nel periodo estivo.

I valori inferiori dei rendimenti si hanno con temperature di uscita più elevate del fluido di refrigerazione mentre i rendimenti maggiori si hanno con temperature del fluido inferiori.

In Figura 354 si ha un esempio di *cut-off* per un collettore piano avente U_L=6 W/m²K, $(\alpha\tau)_e$= 0.87, temperatura di ingresso del fluido di 80 °C (ad esempio per un impianto di condizionamento con macchina ad assorbimento con temperatura del generatore di 75°C) per latitudine di 37.2° con inclinazione della superficie di captazione di 25 ° e condizioni esterne climatiche corrispondenti a 10 luglio.

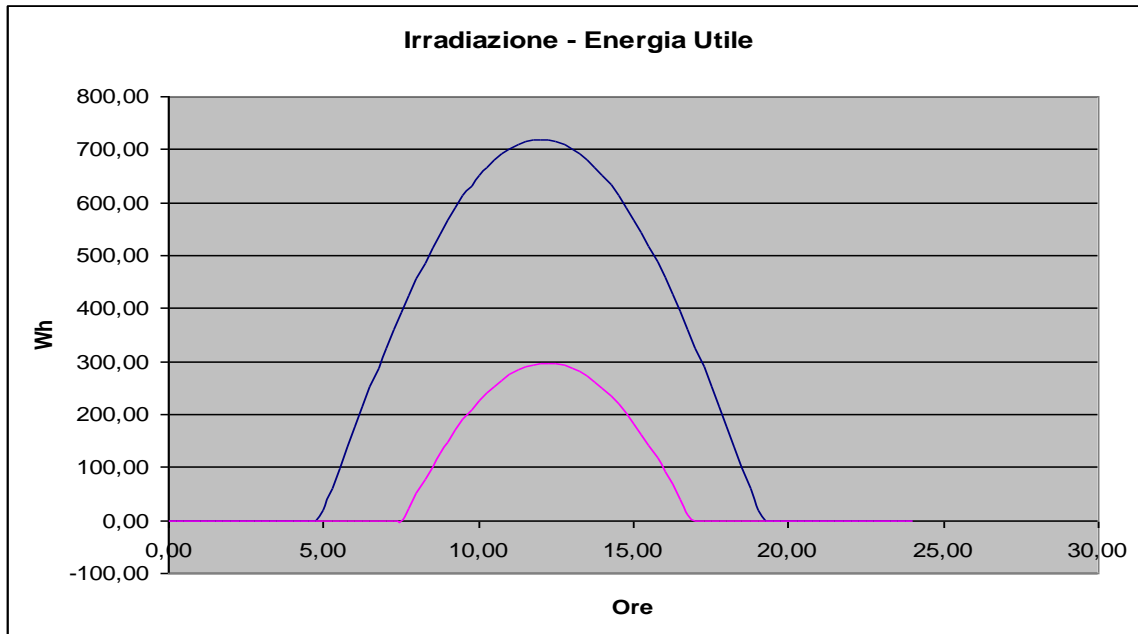



Figura 354: Esempio di cut-off con utilizzatore ad alta temperatura

Il circuito si suppone aperto, nel senso che l'acqua di ingresso è sempre alla stessa temperatura, indipendentemente dalle funzioni dell'accumulo termico.

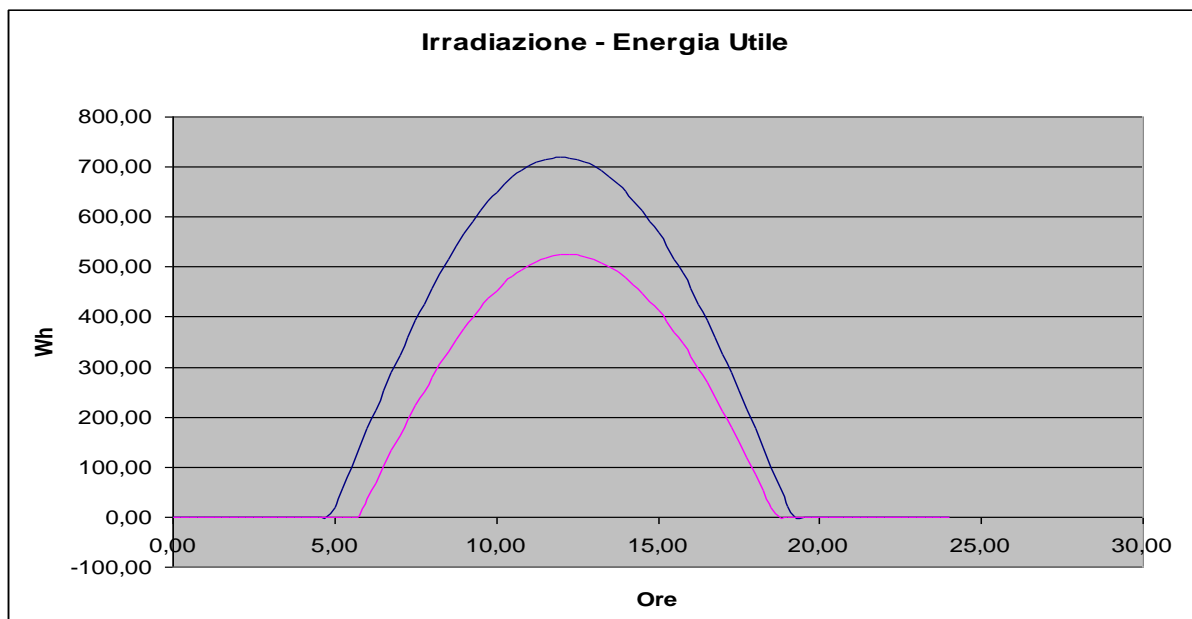



Figura 355: Esempio di cut-off con utilizzatore a bassa temperatura

Si osservi come si abbia racconta di energia utile da circa le ore 7 alle ore 17 mentre la radiazione solare è presente dall'alba, circa le 5, alle ore 19. In pratica il cut-off è di circa il 50%. L'efficienza teorica di raccolta in questo caso vale 27,7%. Nelle stesse ipotesi di funzionamento ma con temperatura del fluido in ingresso di 40 °C si ha la situazione di Figura 355 ove il cut-off si è ridotto notevolmente e l'efficienza teorica di raccolta è salita al 67,7%.

I valori dell'efficienza reale sono di solito inferiori a quelli calcolatati per effetto delle variazioni climatiche esterne (velocità del vento, sopra supposta < 6 m/s, torbidità dell'atmosfera, sopra supposta pari alla media estiva per Catania), all'influenza della variazione della temperatura del fluido in ingresso ai collettori per effetto della variazione della temperatura del serbatoi di accumulo in funzione del carico termico ad esso collegato.

Inoltre si è considerata l'energia solare come tutta diretta trascurando la radiazione diffusa che nella realtà è circa il 20% della totale e fornisce un suo contributo quando la radiazione solare diretta manca (ad esempio per la presenza delle nuvole). Non è considerato, inoltre, l'effetto di riflessione totale della radiazione solare diretta quando l'angolo di incidenza sulla piastra vetrata supera l'angolo limite (legge di *Snell*). Le variazioni possono anche essere significative (oltre il 50%) soprattutto nel periodo invernale.

Abbassando ulteriormente la temperatura del fluido a 30 °C, ad esempio per un utilizzo dell'energia solare a bassa temperatura per la produzione di acqua calda per le docce di un campeggio, si ha la situazione di Figura 356 con una efficienza teorica di raccolta del 78.4 % e quindi molto elevata. Se il circuito si suppone chiuso e quindi si ha l'effetto della presenza dell'accumulatore sulla temperatura di ritorno del fluido, allora le cose cambiano un po', come si può osservare dalla seguente figura nella quale si suppone che la temperatura di alimentazione dell'acqua del serbatoio sia di 30 °C, che l'acqua accumulata sia inizialmente alla temperatura di 25 °C. Si osserva dalla Figura 357 che il *cut-off* per circuiti chiusi non è simmetrico, come si intuisce anche dall'esame delle curve di temperatura della figura successiva. L'andamento delle temperature nei fluidi e di quella ambiente sono riportate nella seguente figura.

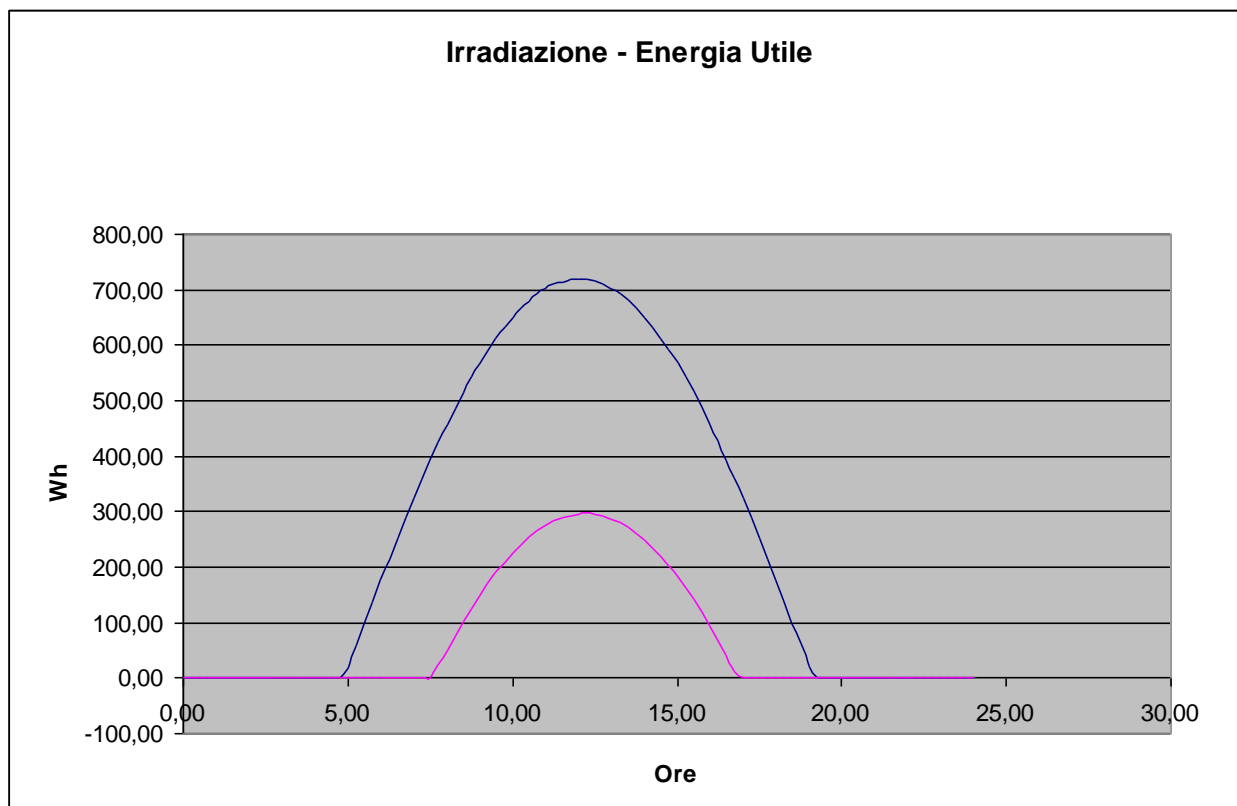



Figura 356: Esempio di cut-off con utilizzatore a bassa temperatura per docce

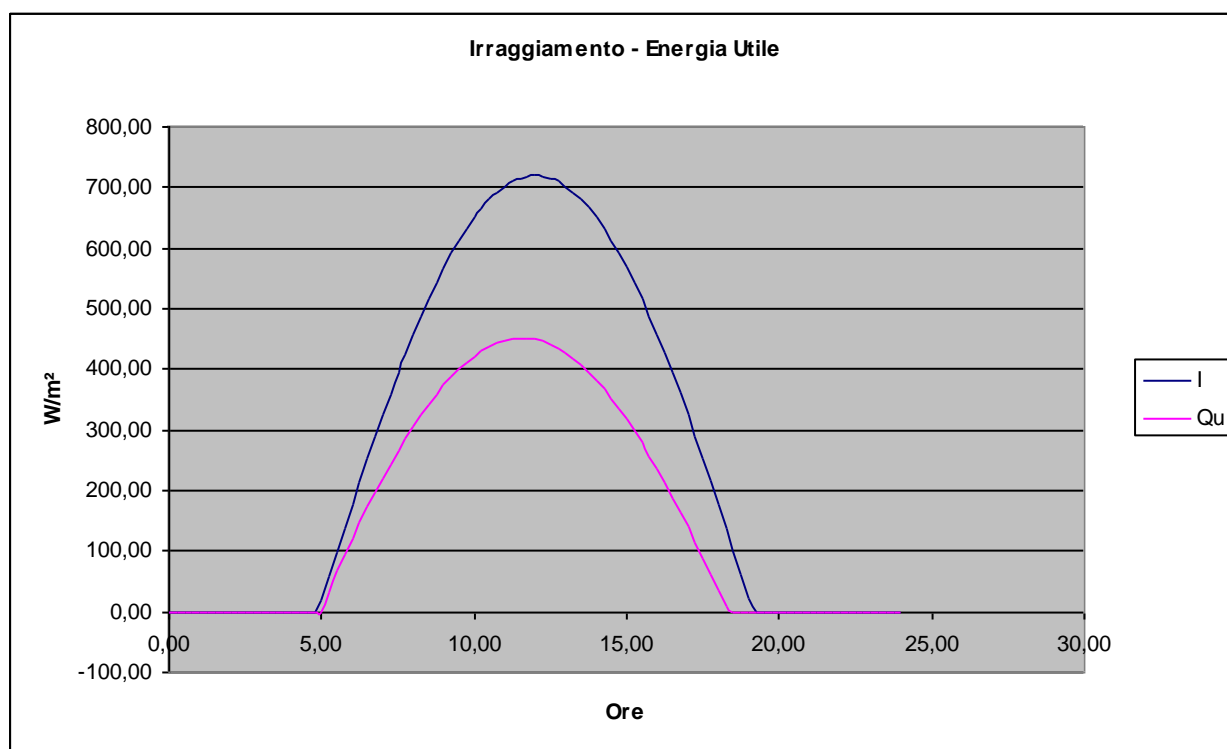



Figura 357: Andamento del cut-off per circuito chiuso a bassa temperatura

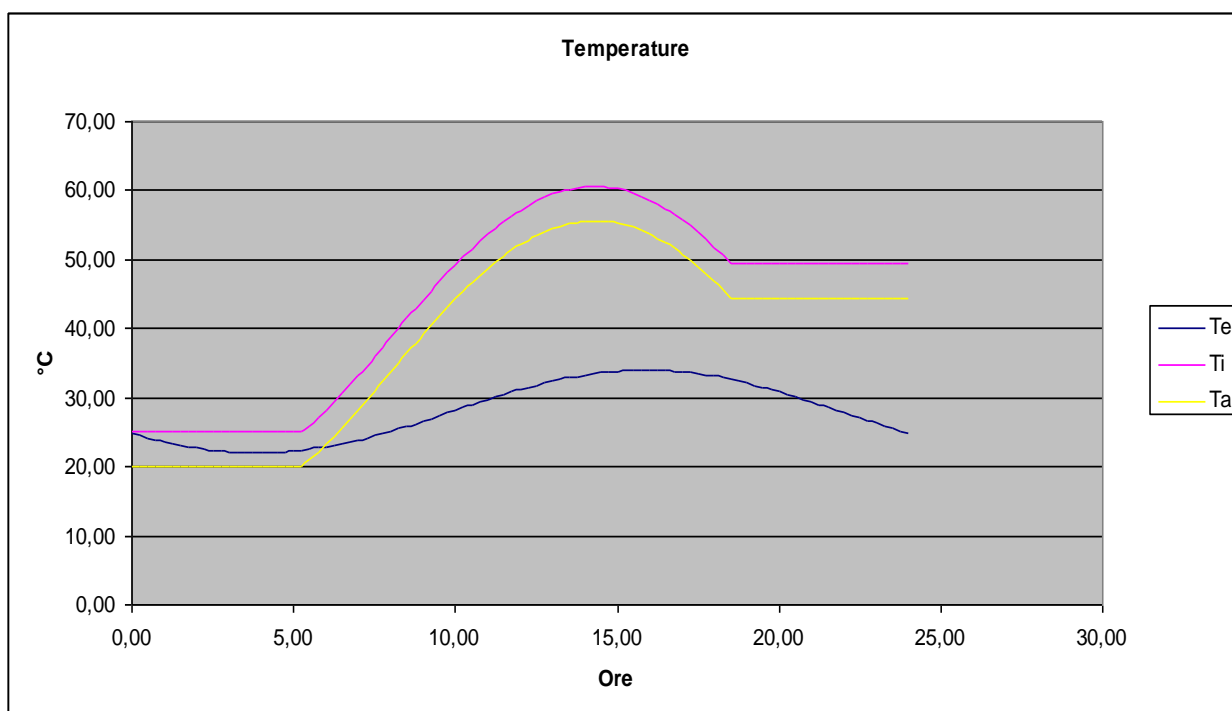



Figura 358: Andamento delle temperature per circuito aperto

La curva superiore è quella di ingresso ai collettori, la curva intermedia rappresenta la temperatura dell'acqua nel serbatoio di accumulo e la curva inferiore è la temperatura dell'aria esterna. La pompa di circolazione dall'accumulo termico al carico si suppone spenta nel momento in cui manca l'apporto di energia solare. In pratica per raccogliere più energia solare è bene farlo alla temperatura più bassa che l'applicazione consente.

Per quanto detto sono molto convenienti le applicazioni di energia solare per produzione di acqua calda sanitaria a bassa temperatura (35 ÷ 50 °C) rispetto alle applicazioni di processo a temperatura elevata (ad esempio per il riscaldamento e/o il condizionamento estivo degli ambienti).

Va ancora tenuto conto che l'energia solare è soggetta ad andamento statistico per effetto della nuvolosità non prevedibile e pertanto assieme all'impianto solare è sempre opportuno avere anche un generatore tradizionale (caldaia a gas o a gasolio) che integra il contributo dovuto all'energia solare quando questa non è sufficiente. Ciò comporta, si intuisce, una maggiore spesa di impianto che innalza il periodo di ammortamento e di *pay-back*[135] rendendo l'uso dell'energia solare ancora poco conveniente rispetto all'energia tradizionale a basso prezzo.

15.2 RISCALDAMENTO SOLARE DELL'ACQUA SANITARIA

Mediante l'energia solare si può pensare di riscaldare anche l'acqua calda sanitaria utilizzata per usi domestici.

Va tenuto in considerazione che i collettori solari non funzionano con continuità ma solamente durante la giornata e pertanto occorre sempre prevedere anche un sistema di riscaldamento ausiliario in aggiunta a quello ad energia solare.

I sistemi per produzione di acqua calda sanitaria sono suddivisi in due tipologie principali:

1. Sistemi per produzione di acqua calda locale
2. Sistemi per produzione di acqua calda centralizzata.

Di solito i sistemi con superficie dei collettori fino a 8 m² sono classificati come *sistemi locali* mentre quelli con superficie maggiore sono classificati come *sistemi centralizzati*.

Figura 359: Tipologie di attacco dei tubi alla piastra captatrice

Nella Figura 360 è data una rappresentazione schematica di un sistema per la produzione localizzata dell'acqua calda. In esso si riconoscono i seguenti elementi fondamentali:

- Coppia di collettori solari piani;
- Boiler per l'accumulo dell'acqua calda sanitaria
- Pompa di circolazione dell'acqua calda dal collettore al boiler
- Resistenza elettrica ausiliaria

Anche se non è indicata, è opportuno prevedere una centralina di regolazione e controllo che impedisca, dopo il tramonto del sole, la circolazione parassitaria dell'acqua dal collettore solare al boiler.

Infatti quando il collettore non raccoglie energia solare si trasforma in un radiatore verso l'atmosfera e pertanto l'acqua che è in circolazione all'interno dei tubi si raffredda.

Anche se non è indicata, è opportuno prevedere una centralina di regolazione e controllo che impedisca, dopo il tramonto del sole, la circolazione parassitaria dell'acqua dal collettore solare al boiler.

[135] Si definisce *pay-back* il tempo necessario a recuperare il capitale investito tenendo conto della svalutazione del denaro nel tempo (*costo attualizzato del denaro*).

Infatti quando il collettore non raccoglie energia solare si trasforma in un radiatore verso l'atmosfera e pertanto l'acqua che è in circolazione all'interno dei tubi si raffredda.

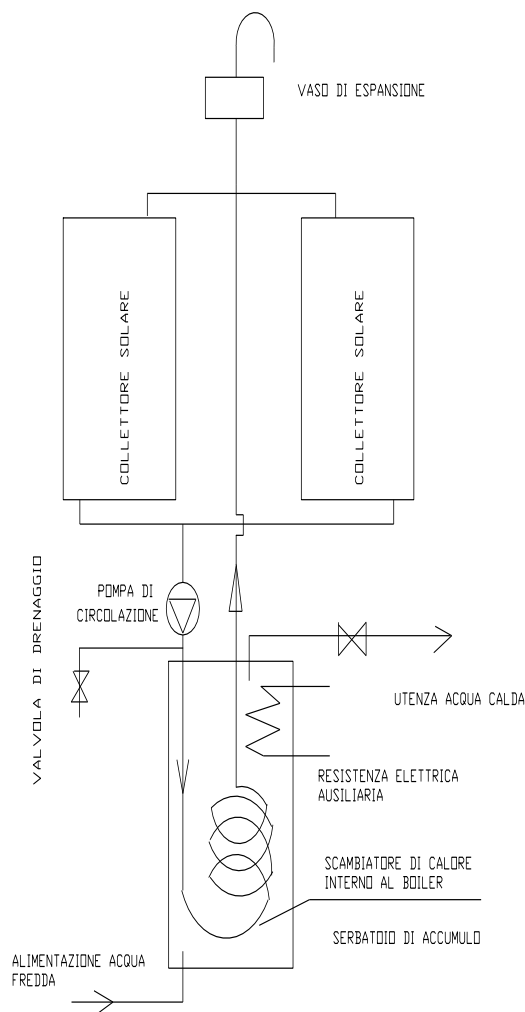



Figura 360: Schema di un sistema locale per produzione di acqua calda sanitaria

La centralina impedisce alla pompa di alimentare il boiler di notte e quindi consente di mantenere la temperatura dell'acqua calda all'interno del serbatoio di accumulo.

Il serbatoio di accumulo ha di solito due tipi di scambiatore, come rappresentato in Figura 365:

- Scambiatore del tipo tube and tube (tubo e tubo);

- Scambiatore del tipo shell and tube (mantello e tubo).

Quest'ultimo tipo risulta più efficiente raggiungendo efficienze superiori di 1÷3% rispetto agli scambiatori *tube and tube*.

Figura 361: Collettore solare piano a tubi d'acqua

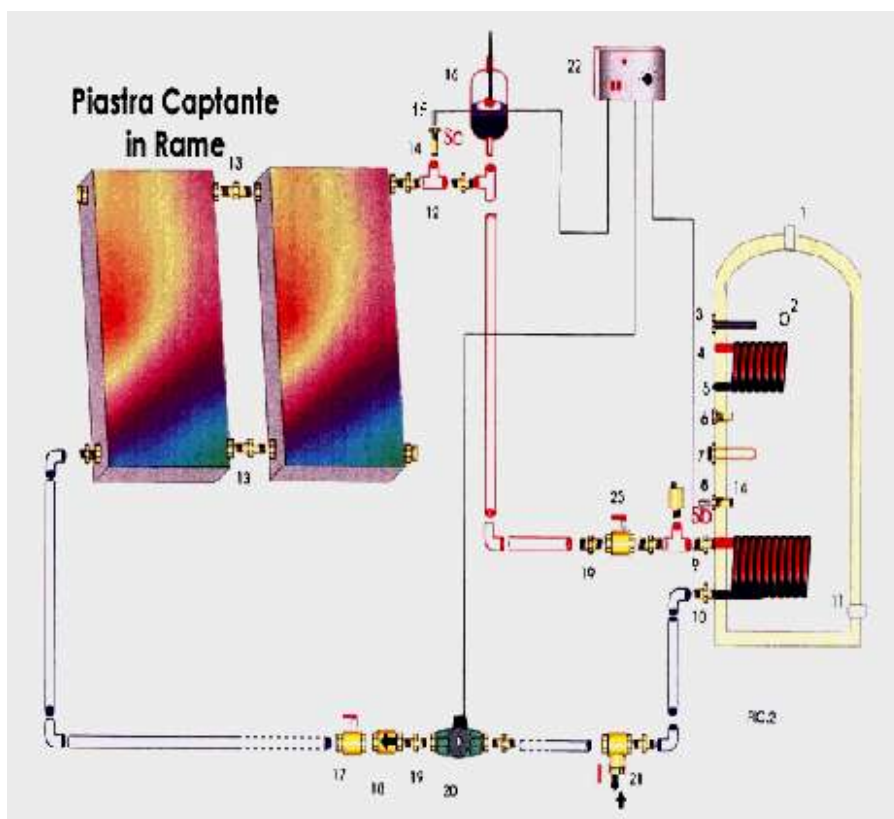



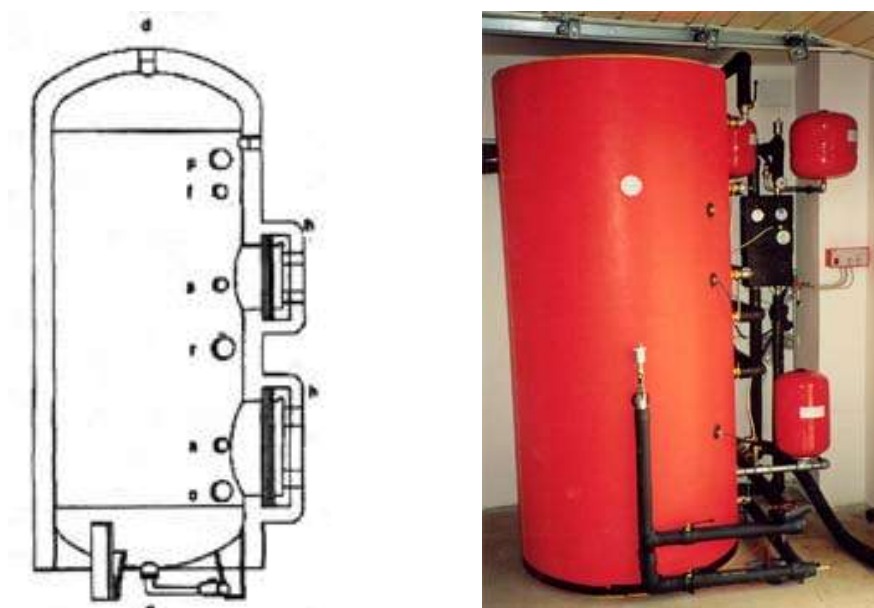
Figura 362: Layout di un impianto solare domestico

Tipo Bollitore	Scambiatore (mq)	Integrazione (mq)	Dimensioni L x H (cm)
Lt. 200	S 2,5	S 0,7	52 x 180
Lt. 300	S 2,5	S 1	66 x 180
Lt. 500	S 3	S 1,5	76 x 205
Lt. 750	S 4	S 1,5	86 x 205
Lt. 1000	S 4,5	S 2	102 x 220
Lt. 1500	S 5	S 2	116 x 230
Lt. 2000	S 6	S 3	136 x 230

Figura 363: Vista di un boiler di accumulo per impianti solari

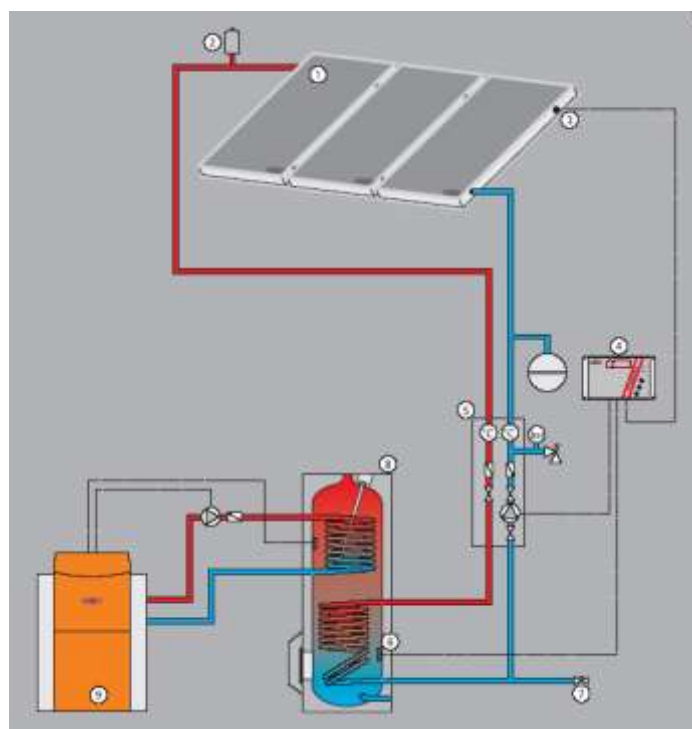



Figura 364: Schema di installazione di un impianto solare domestico

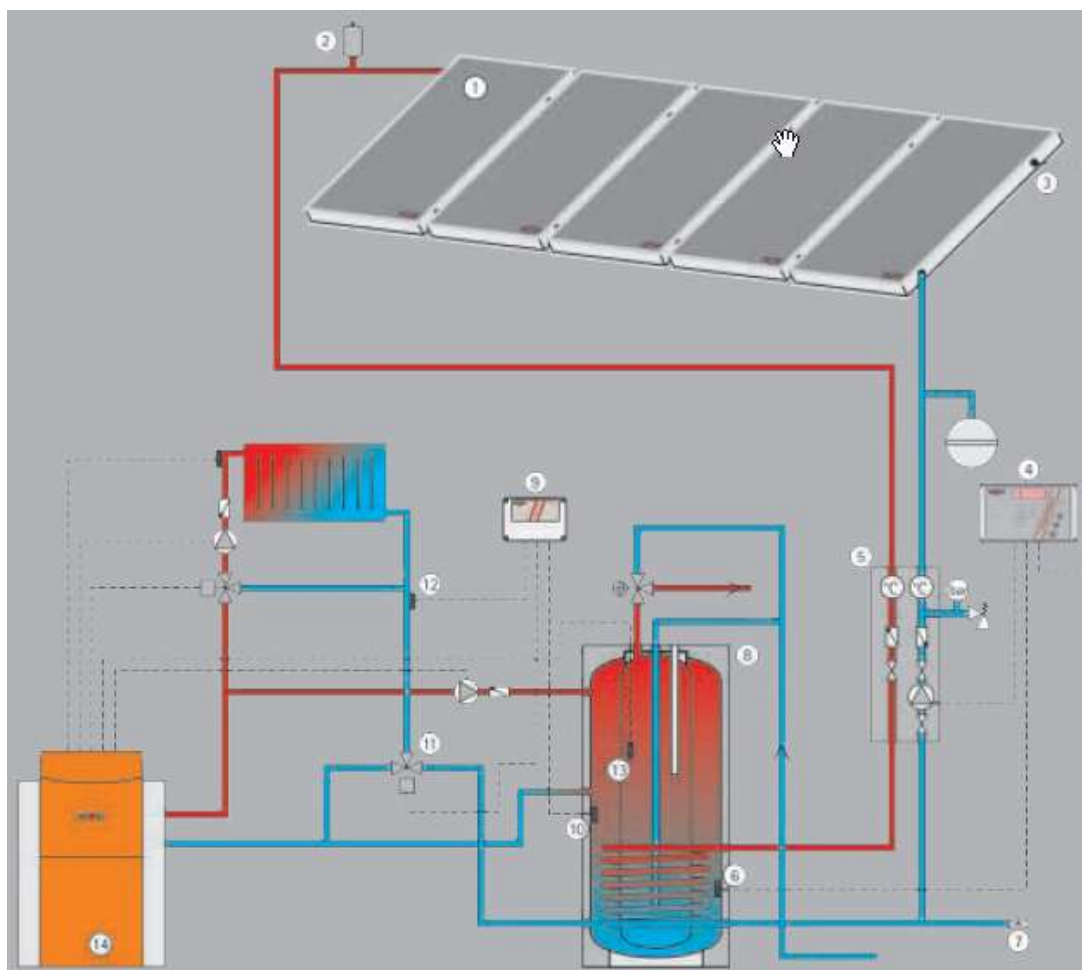



Tabella 111: Schema circuitale di un impianto solare con integrazione termica per riscaldamento

15.3 CRITERI DI PROGETTO PER I SISTEMI LOCALIZZATI

Si elencano alcune regole pratiche utili per il dimensionamento rapido di sistemi localizzati per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

- La superficie dei collettori solari può essere calcolata considerando almeno 1 m^2 per persona avendo cura di formare una superficie di raccolta di almeno due collettori.
- L'orientamento dei collettori è a SUD con deviazioni massime tollerate di 10° verso EST o OVEST.
- L'angolo di inclinazione dei collettori è pari alla latitudine L del luogo per un funzionamento continuo annuale mentre è consigliato L-15° per un funzionamento principalmente invernale ed L+10° per un funzionamento prevalentemente estivo.
- La scelta del tipo di collettore solare dipende anche dal valore di insolazione disponibile sul posto. In generale si può dire, per le nostre latitudini, che un collettore a piastra dipinta di nero e con una sola copertura di vetro semplice va bene per un funzionamento annuale. Qualora si desideri avere un miglior funzionamento prevalentemente invernale allora è consigliabile un collettore con vetro doppio. L'uso di piastre con vernice selettiva è necessario solo per applicazioni che richiedono elevate temperature (>50 °C).
- La capacità termica del serbatoio può essere dimensionata prevedendo 50÷70 kg per collettore ovvero anche 30÷50 kg/m^2 di collettore. E' opportuno ricordare che i valori più elevati di volume di accumulo portano ad avere efficienze di raccolta maggiori ma anche temperature di accumulo inferiori.

- Per i sistemi di produzione di acqua calda localizzati è opportuno prevedere una resistenza elettrica ausiliaria di almeno 2 kW.

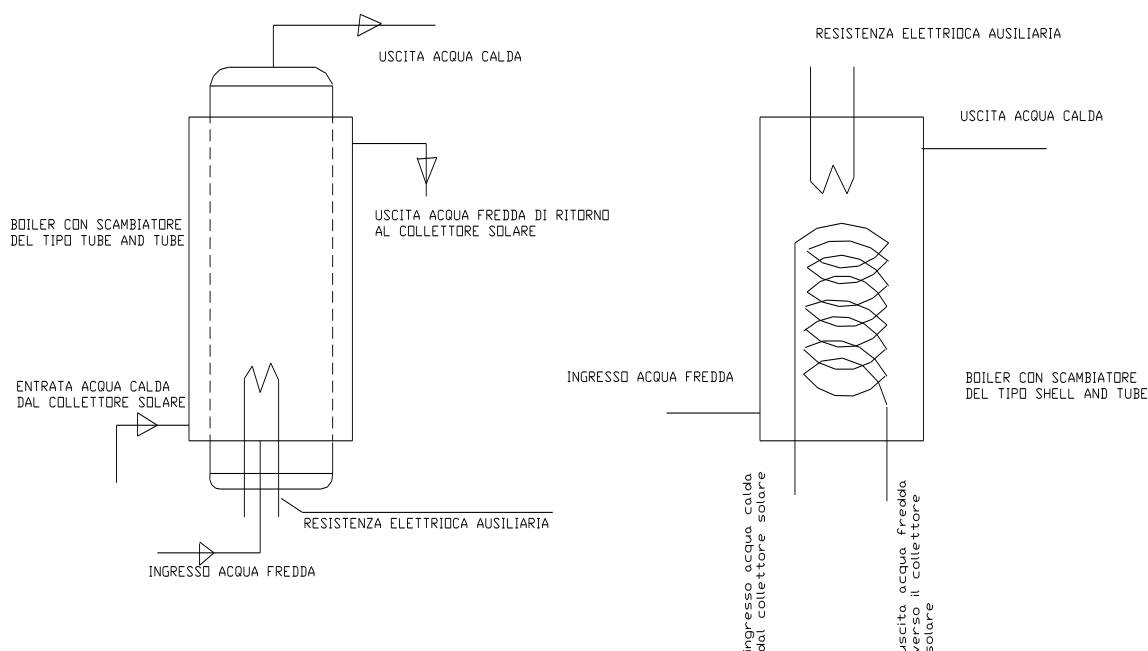



Figura 365: Boiler per sistemi localizzati con scambiatore del tipo tube and tube e a shell and tube

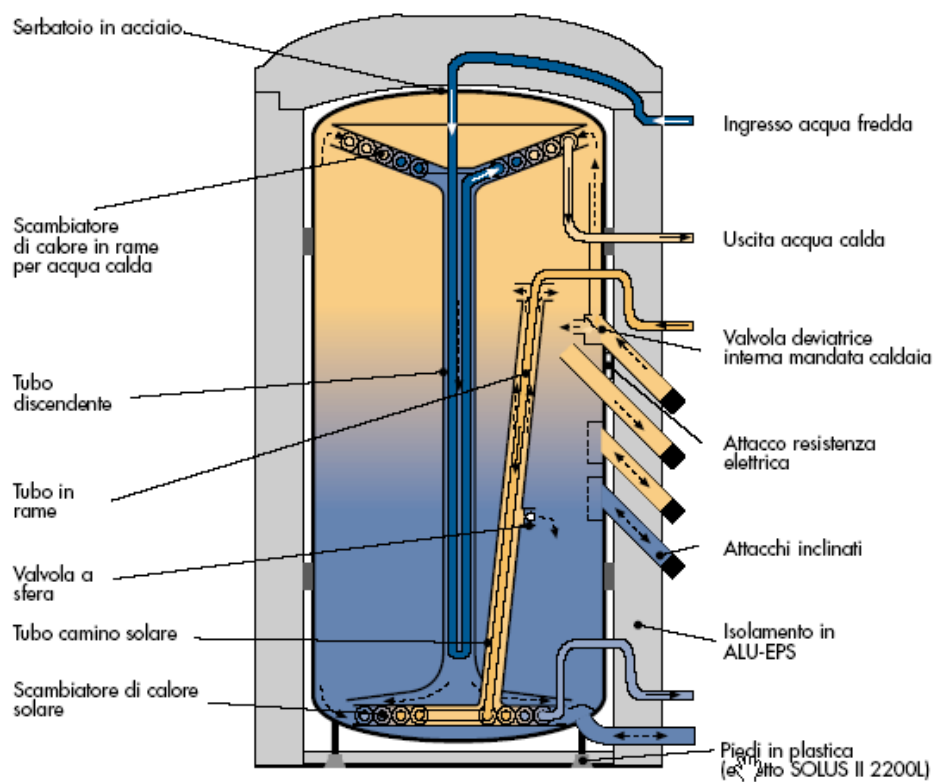
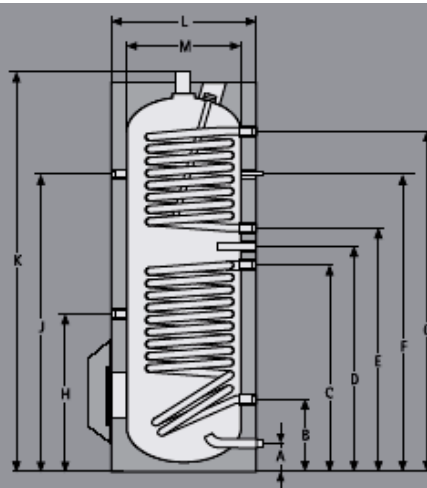



Figura 366: Sezione di un accumulatore solare ad acqua calda

Dati Tecnici

Bollitore verticale			Tipo	SEM-300	SEM-400	SEM-500
Contenuto bollitore			Ltr.	300	400	500
Fattore di utilizzo NL - Solare			N_{L60}	10	16	20
NL - Riscaldamento			N_{L60}	3	4	6
Erogazione continua Solare	80/60-10/45°C	kW-Ltr./h		38,0 - 940	44,4 - 1090	53,5 - 1320
	55/50-10/45°C			17,5 - 430	21,3 - 523	24,0 - 591
Riscaldamento	80/60-10/45°C	kW-Ltr./h		21,5 - 535	20,3 - 506	18,8 - 450
	55/50-10/45°C			10,5 - 260	11,4 - 281	10,8 - 253
Attacco acqua fredda			A mm	85	85	85
Ritorno solare			B mm	263	320	405
Mandata solare			C mm	813	880	965
Riscaldamento elettrico ausiliario			D mm	893	955	1020
Ritorno riscaldamento			E mm	953	1025	1080
Ricircolo			F mm	1133	1205	1260
Mandata riscaldamento			G mm	1313	1385	1440
Sonda bollitore solare			H mm	540	405	490
Sonda bollitore riscaldamento/termometro			J mm	1133	1205	1260
Altezza bollitore			K mm	1883	1962	1850
Diametro esterno (con mantello)			L mm	600	670	750
Diametro interno (solo bollitore)			M mm	500	570	650
Diametro interno flangia			mm	120	120	120
Superficie di scambio riscaldamento			m²	0,93	0,93	0,93
Superficie di scambio solare			m²	1,4	1,76	1,95
Contenuto scambiatore di calore solare			Ltr.	9,1	11,4	12,8
Mandata solare (filettatura. int.)			G	1"	1"	1"
Ritorno solare (filettatura. int.)			G	1"	1"	1"
Mandata riscaldamento (filettatura. int.)			G	1"	1"	1"
Ritorno riscaldamento (filettatura int.)			G	1"	1"	1"
Acqua fredda (filettatura. est.)			G	1"	1"	1"
Acqua calda (filettatura. est.)			G	1"	1"	1"
Termometro (filettatura interna)			G	1/2"	1/2"	1/2"
Riscaldam. elettrico ausil. (filettatura interna)			G	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
Ricircolo (filettatura esterna)			G	3/4"	3/4"	3/4"
Peso a secco			kg	166	205	252

Tabella 112: Dati tecnici di accumulatori ad acqua

- E' necessario isolare il serbatoio di accumulo con almeno 10 cm di isolante termico (ad esempio lana di vetro) e il rivestimento esterno deve essere in alluminio o in lamiera di acciaio galvanizzato.
- Tutti i tubi di collegamento fra collettori e boiler debbono essere coibentati con isolante termico di spessore di almeno 5 cm.
- Al fine di ridurre la potenza di circolazione è opportuno limitare al massimo sia la lunghezza dei tubi che le resistenze concentrate mediante raccordi curvi non angolati e valvole a minore resistenza. La pompa di circolazione ha di solito una prevalenza di 1000÷2000 Pa.

- La portata del fluido refrigerante può essere calcolata prevedendo un valore di 100÷120 kg/h per collettore (di superficie di 1.5 m²).
- Il vaso di espansione ha una capacità di 15÷20 litri.
- E' necessario prevedere, come già segnalato, una centralina di regolazione e controllo collegata ai collettori e al boiler per impedire la circolazione inversa parassita.
- Per evitare il pericolo del congelamento invernale si può svuotare l'impianto, se questo non è attivo, oppure aggiungere 10÷20% di glicole etilenico per uso organico in modo da abbassare il punto di congelamento del fluido refrigerante.

15.4 SISTEMI CENTRALIZZATI PER L'ACQUA CALDA SANITARIA

I sistemi con più di quattro collettori solari sono tipicamente utilizzati per la produzione dell'acqua sanitaria centralizzata. Si tratta, quindi, di impianti di grandi dimensioni adatti per la produzione di acqua sanitaria per condomini, alberghi, scuole , campeggi,….. Essi sono strutturati in modo più complesso, come indicato in figura seguente.

La superficie dei collettori solari è realizzata con un numero elevato di collettori solari e tale da potere effettuare un collegamento serie-parallelo degli stessi.

Quando due collettori solari sono collegati in serie allora la temperatura di uscita dell'acqua calda è maggiore rispetto al caso di un collettore singolo, per contro si ha una diminuzione del rendimento di trasformazione dell'energia solare poiché crescendo la temperatura di uscita aumenta la temperatura media dei collettori e quindi aumentano le perdite per convezione e radiazione (cresce, quindi, U_L).

Il collegamento in parallelo dei collettori solari mantiene la temperatura di uscita del singolo collettore, cresce la portata del fluido refrigerante e quindi l'energia raccolta e il rendimento di trasformazione dell'energia solare è più elevato rispetto al collegamento in serie.

In figura 6 si può osservare come i collettori sono collegati in batterie da tre collettori serie e poi le batterie sono collegati in parallelo.

Il fluido refrigerante viene inviato in un primo boiler dove si riscalda l'acqua mediante uno scambiatore a *shell and tube* molto efficiente.

Da questo primo accumulatore l'acqua calda viene mandata in un secondo scambiatore di miscelazione con l'acqua calda fornita da una caldaia ausiliaria in modo da raggiungere la temperatura desiderata per l'utenza.

La centralina di regolazione provvede a bloccare la pompa primaria del circuito solare per evitare la circolazione inversa.

15.4.1 CRITERI DI PROGETTO DI UN IMPIANTO CENTRALIZZATO

Molti dei criteri già evidenziati per i sistemi localizzati possono ancora ritenersi validi per i sistemi centralizzati. Si forniscono qui altri criteri più indicati per i sistemi centralizzati.

- Per bilanciare i circuiti di collegamento delle batterie solari è opportuno utilizzare l'anello di Tickelman. Esso consiste in un collegamento a ritorno inverso in modo da realizzare per tutti i circuiti un percorso di eguale lunghezza.
- I collegamenti dei collettori in serie nelle singole batterie debbono essere realizzati in modo da evitare eccessive perdite localizzate.
- Non eccedere nel collegamento in serie dei collettori solari per non penalizzare eccessivamente il rendimento di trasformazione solare. Di solito si limita il collegamento a 2÷3 collettori.
- L'orientamento e l'inclinazione dei collettori solari segue le stesse indicazioni viste per i sistemi localizzati: l'angolo di inclinazione dei collettori è pari alla latitudine L del luogo per un funzionamento continuo annuale mentre è consigliato L-15° per un funzionamento principalmente invernale ed L+10° per un funzionamento prevalentemente estivo.
- Limitare al massimo le perdite di pressione nei circuiti in modo da ridurre la potenza di pompaggio. La velocità del fluido refrigerante non dovrebbe mai superare 1 m/s.
- L'alimentazione dell'acqua fredda dovrebbe anche avere una valvola di drenaggio e filtraggio.
- La centralina elettronica deve avere un termostato differenziale per il controllo della pompa principale di circolazione.

· I tubi, il boiler primario e quello di miscelazione debbono essere generosamente coibentati per limitare perdite di energia nel circuito.

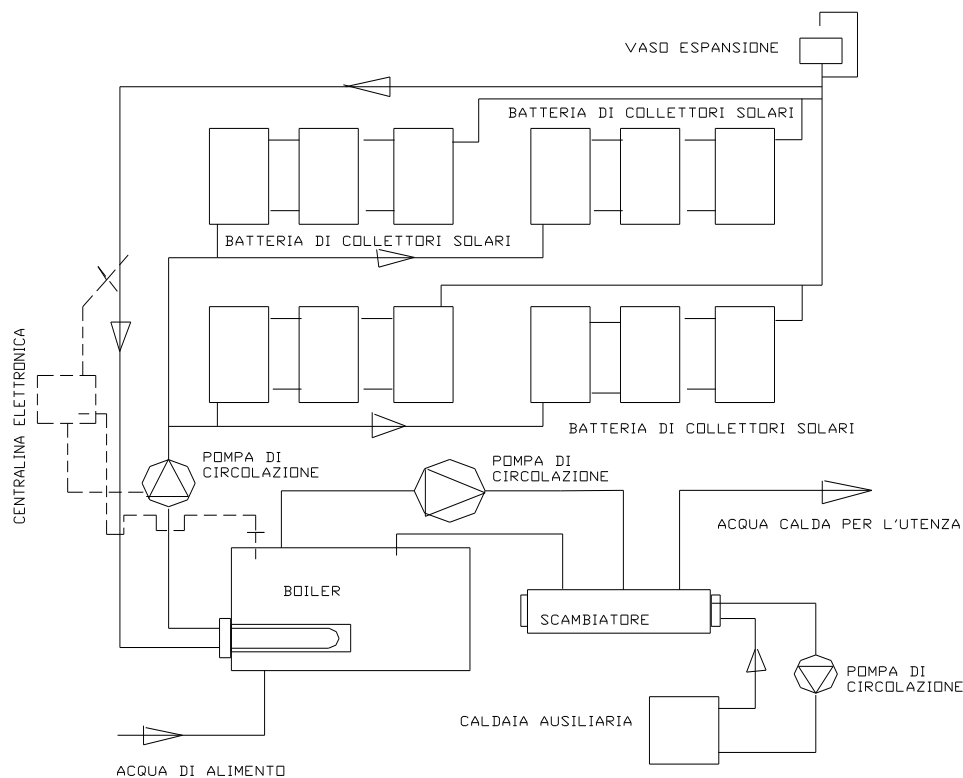



Figura 367: Schema di un impianto centralizzato per la produzione dell'acqua calda

· La capacità del boiler primario può essere calcolata prevedendo un consumo specifico C=40÷50 l/giorno/persona e quindi:

$$V = n \cdot C$$

con:
C consumo specifico per persona, come sopra indicato;
n numero di persone da servire

· Il numero dei collettori solari, T, è determinato dalla relazione:

$$T = \frac{V}{P}$$

ove:
P produzione unitaria di acqua calda (litri/giorno per collettore) di solito pari a:

· P=50 L/g/collettore per il periodo invernale;

· P=60 L/g/collettore per un periodo annuale;

· P=70 L/g/collettore per il periodo estivo invernale;

· La capacità termica dello scambiatore di calore, H, preferibilmente del tipo shell and tube, è data dalla relazione:

$$H = V \cdot u \cdot s$$

con:

V capacità (litri) del serbatoio di accumulo;
u fattore di utilizzazione dello scambiatore di calore (solitamente pari a 0.3);
s fattore di acculo (di solito pari a 1.25).

- La portata del fluido refrigerante è pari a:

$$M = m \cdot T$$

con:
m = 100÷120 kg/h/collettore (portata di massa specifica per collettore);
T = numero di collettori solari del sistema.

- La capacità del vaso di espansione, E, è data dalla relazione:

$$E = e \cdot T$$

ove:
e = 5 *L/collettore* (espansione specifica per collettore);
T = numero di collettori solari del sistema.

15.4.2 METODO F - CHART

I criteri sopra enunciati sono di larga massima e non debbono essere considerati di validità generalizzata.

Per il dimensionamento corretto degli impianti solari occorre fare riferimento a codici di calcolo specializzati (ad esempio *TRNSYS*) o a criteri di maggiore affidamento, quale l'*f-Chart*.

Questo metodo si basa su alcune correlazioni ottenute da simulazioni numeriche dettagliate per impianti solari in diverse configurazioni e con condizioni di insolazione variabile.

Le simulazioni hanno consentito di calcolare la *frazione mensile dell'energia utilizzata*, *f*, definita dal rapporto fra l'energia solare fornita dall'impianto, E_S, e quella totale necessaria per il riscaldamento dell'acqua sanitaria, E_R, nell'arco di un mese:

$$f = \frac{E_S}{E_R} \qquad [433]$$

Nota la quantità di acqua calda da produrre, *M*, si può calcolare l'energia E_R necessaria:

$$E_R = Mgc_p\left(t_e - t_A\right) \qquad [434]$$

ove si ha:

- g numero di giorni del mese considerato,
- t_A temperatura dell'acqua di rete, °C,
- t_e temperatura di erogazione dell'acqua sanitaria, °C.

Se si conosce *f* allora si può conoscere l'energia complementare necessaria da fornire mediante caldaia, oltre quella fornita dall'impianto solare:

$$E_C = \left(1 - f\right)E_R \qquad [435]$$

Le simulazioni numeriche hanno consentito di calcolare la frazione *f* fornita dall'impianto solare:

$$f = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215 \qquad [436]$$

ove *X* ed *Y* hanno le seguenti espressioni:

$$X = \left[\frac{F_R KS\left(100 - t_m^{'}\right)gD}{E_R}\right]\left[\frac{11.6 + 1.18t_e + 3.86t_A - 2.32t_m^{'}}{100 - t_m^{'}}\right]$$

e ancora:

$$Y = \frac{\xi F_R^{'} \left(\alpha\tau\right)_e gH_T}{E_R}$$

ove si ha il simbolismo:

- $F'_R(\alpha\tau)_e$ prodotto del fattore di rimozione termica per il l'assorbimento-trasmissione effettivo del collettore solare utilizzato;
- ξ fattore correttivo per tenere conto dell'angolo di incidenza della radiazione solare sul collettore rispetto alla direzione normale. Si può assumere ξ=0.90 per collettori ad un vetro e ξ=0.88 per collettori a due vetri;
- D durata del giorno, in ore;
- g numero di giorni nel mese considerato;
- t'_m temperatura media diurna nel mese considerato, °C;
- H_T radiazione solare media nel mese considerati, kJ/m²/day;

La temperatura media mensile, *t'm*, può essere stimata nota la temperatura media giornaliera, *tm*, e l'escursione media giornaliera mensile, di solito fornita da opportune tabelle dell'UNI-CTI 10349, mediante la relazione:

$$t_m^{'} = t_m + 0.18\Delta t_m \qquad \textit{Estate}$$
$$t_m^{'} = t_m + 0.31\Delta t_m \qquad \textit{Inverno}$$

Il calcolo della radiazione media giornaliera risulta più complesso ma si possono applicare gli algoritmi già visti nel Corso di Climatologia.

Osservazioni sul metodo *f-Chart*

Il metodo della *f-Chart* si può utilizzare anche per impianti solari destinati al riscaldamento ambientale e alla produzione di acqua sanitaria. Quest'ultima variante, per altro più complessa, non viene qui sviluppata per la limitatezza del Corso e può essere analizzata in manuali tecnici specializzati.

Si osserva però che il metodo nasce non tanto da verifiche sperimentali dirette bensì da applicazioni di modelli di calcolo affidabili, quale il *TRNSYS*.

Gli accordi di Kyoto hanno dato nuovo impulso alle applicazioni solari e in particolare alle applicazioni per produzione di acqua calda per usi sanitari. Gli accordi prevedono, infatti, una riduzione delle emissioni di CO_2 nell'atmosfera da parte dei paesi industrializzati e per l'Italia è stata assegnata una percentuale pari al 6% dell'emissione del 1996.

Per raggiungere tale riduzione (invero pesante) occorre limitare l'uso di combustibili tradizionali e pertanto è auspicabile la sostituzione di alcuni impianti termici (quelle per usi sanitari, ad esempio) con impianti solari visti in questo capitolo

Resta da superare la difficoltà del costo totale di questi impianti oggi notevolmente elevato rispetto agli impianti tradizionali. Senza un sensibile abbassamento dei prezzi unitari dei collettori solari il decollo dell'energia solare resterà solamente un desiderio.

15.5 SIMULAZIONE DEI CIRCUITI SOLARI CON L'ANNO TIPO

La simulazione dei circuiti solari può essere effettuata sia con programmi complessi (vedi ad esempio quanto detto per l'*f-Chart*, che con programmi semplici che possono essere predisposti velocemente su piccoli computer.

Oggi si può utilizzare anche un foglio elettronico per simulare circuiti complessi con sufficiente precisione. Va tenuto presente che in tutti i bilanci energetici sopra indicati si ha sempre una notevole indeterminazione nel calcolo o nella previsione dell'irraggiamento solare disponibile per un dato sito.

Purtroppo l'utilizzo dell'energia solare in modo massiccio è relativamente recente e i dati attinometrico e climatologici disponibili sono pochi e limitati alle località monitorate dall'Aeronautica Militare Italiana (che si occupa della Meteorologia ufficiale) o che in questi ultimi due decenni hanno trovato interesse del CNR o di alti enti pubblici.

Malgrado le numerose campagne di misure effettuate in questi ultimi anni i dati disponibili sono ancora pochi e la statistica che da questi si può derivare non sempre presenta indici di affidabilità elevati.

In questo ultimo decennio si è fatta strada, anche a livello dell'Unione Europea, l'idea di costruire un *anno tipo* (*Reference Year*) tale da presentare una statistica affidabile con i dati degli ultimi 20 anni. In effetti quest'anno di riferimento dovrebbe potere fornire dati di simulazione tali da ricreare non solo l'anno medio ma anche l'anno con la minore o la maggiore insolazione. In alcuni casi, infatti, il progetto dell'impianto solare richiede un impianto ausiliare che deve essere dimensionato per far fronte non solo al valore medio dell'energia richiesta ma anche al valore massimo.

L'anno tipo dipende dalla storia delle sequenze di registrazione dei dati di insolazione e in genere climatologici di ogni sito. E' necessario conoscere la trasparenza dell'atmosfera in ogni sito per potere calcolare la radiazione solare diretta e diffusa con affidabilità.

La trasparenza atmosferica varia in funzione dell'orografia (presenza di monti, di pianure, ..) della presenza o non di industrie con scarichi industriali in atmosfera, di vulcani, del mare, ….

Pertanto non si può calcolare con affidabilità l'irraggiamento solare partendo solamente dai dati geografici (latitudine, longitudine, …) perché si ottengono quasi sempre dati non rispondenti alla realtà dei luoghi reali.

Così, ad esempio, la presenza del vulcano Etna a Catania o della zona industriale a Priolo rendono il calcolo teorico dell'energia solare molto aleatorio potendosi avere scostamenti sensibili dai valori reali.

16. IMPIANTI SOLARI DI POTENZA – SOLARE TERMODINAMICO

In questo capitolo si descrive la possibilità di integrare una sezione dedicata all'energia solare termica ad alta temperatura alle già esistenti centrali a ciclo combinato. In particolare si esamina la possibilità di integrare una sezione di potenza con la tecnologia del Solare Termico alla esistente centrale Archimede di Priolo Gargallo (SR). Il progetto del Solare Termico "*Archimede*"[136] con tecnologia basata su specchi parabolici con fluido termovettore costituito da sali fusi prende forma in seguito ad un accordo tra Enea ed Enel avvenuto il 25 settembre 2003. Il sistema composto della parte solare termodinamica e la parte relativa al ciclo combinato si definisce ibrido. La potenza della parte solare sarà di 20 MW. In Figura 368 si può osservare lo schema semplificato di integrazione tra un impianto a ciclo combinato e un impianto solare.

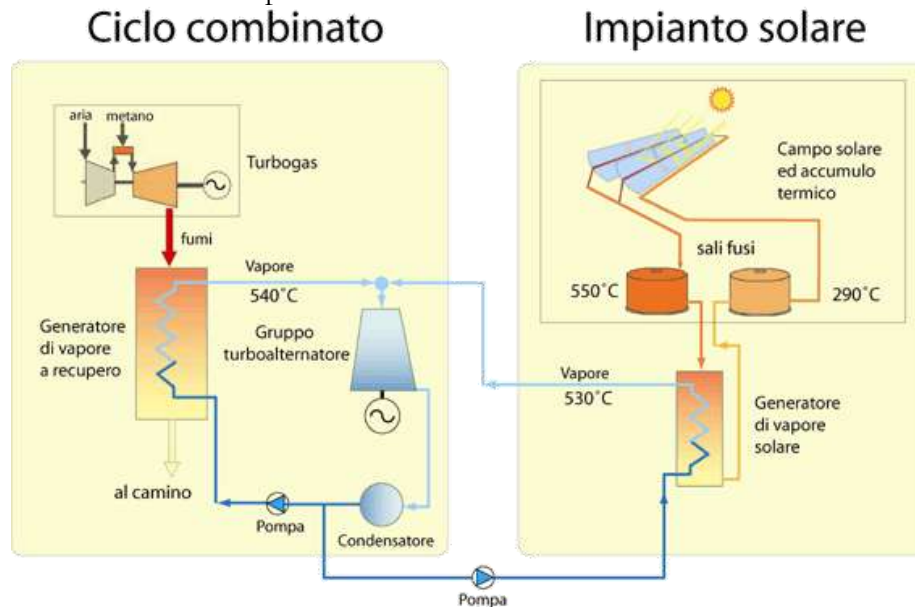



Figura 368: Schema di integrazione del vapore solare in un impianto termoelettrico a ciclo combinato (fonte Enel)

Le principali innovazioni nel campo dell'energia solare riguardano essenzialmente tre aspetti:

l'utilizzo di un accumulo termico di grandi dimensioni, mediante il quale l'impianto può erogare una potenza elettrica costante nell'arco delle 24 ore, indipendentemente dalla variabilità della fonte solare;

l'incremento della temperatura di funzionamento dell'impianto (fluido termovettore ed accumulo). Questa innovazione richiede, da un lato, l'uso di un fluido termovettore (miscela di nitrati di sodio e di potassio) diverso dall'olio sintetico impiegato negli impianti attualmente in esercizio e, dall'altro lato, un sostanziale miglioramento delle proprietà ottiche del rivestimento del tubo ricevitore dei collettori che permetta un migliore assorbimento del calore;

la progettazione di un nuovo tipo di concentratore, basato sull'impiego di specchi più sottili sostenuti da una struttura, in grado di assicurare una significativa riduzione dei costi di costruzione e posa in opera.

Il sistema dovrebbe avere costi inferiori a quelli previsti dagli impianti a torre ed essere, rispetto ad essi, più flessibile per quanto riguarda le condizioni del sito e la disponibilità energetica.

Il collettore parabolico lineare rappresenta il modulo base del sistema. Il raggiungimento della potenza richiesta è ottenuto mediante l'utilizzo di più moduli.

Tale configurazione è facilmente adattabile alle caratteristiche di siti reperibili nell'Italia Meridionale.

---

[136] Attualmente il progetto è fermo. Quantoqui esposto vale come studio preliminare e di fattibilità.

Figura 369: Gli specchi parabolici (fonte Enel)

16.1 DESCRIZIONE GENERALE DELL' IMPIANTO SOLARE

Il campo solare è costituito da collettori parabolici lineari (Figura 369) disposti in file parallele, ciascuna delle quali è formata da più elementi, collegati in serie a costituire il singolo modulo o stringa. Il collettore è un riflettore che raccoglie e concentra continuamente tramite un sistema di controllo la radiazione solare su un ricevitore lineare disposto sul fuoco della parabola. Tale ricevitore consta di un tubo al cui interno circola un fluido termoconvettore che asporta l'energia solare assorbita.

Il sistema di accumulo ha poi il compito di immagazzinare l'energia termica prodotta dal campo e renderla disponibile con continuità indipendentemente dalla variabilità della sorgente solare. Esso è costituito da due serbatoi che operano a due diverse temperature, 550°C il caldo e 290°C il freddo. Il GVS (Generatore di Vapore Solare) è il sistema di utilizzo dell'energia termica accumulata. Esso è costituito da scambiatori a superficie, mediante i quali il calore sensibile del fluido di processo viene trasferito all'acqua che passa allo stato di vapore e raggiunge le turbine a vapore della centrale termoelettrica. In Figura 370 è possibile osservare un layout semplificativo del processo appena descritto.

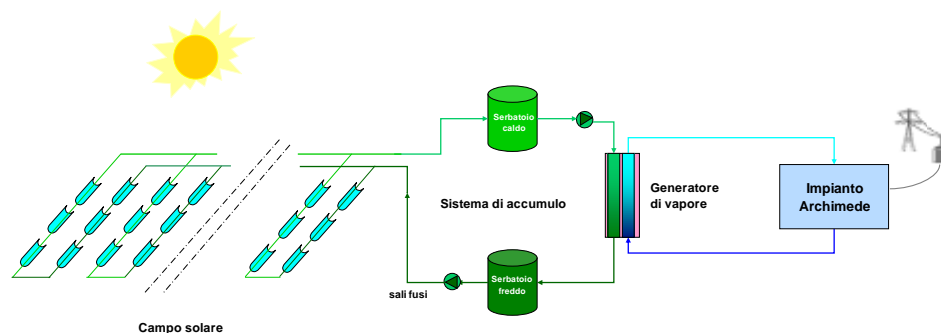



Figura 370: Layout di massima (fonte Enel)

I principali sistemi ausiliari dell'impianto sono quelli relativi alla preparazione del fluido di processo, alla sua circolazione nell'impianto, al riscaldamento delle tubazioni e dei componenti, al movimento dei collettori solari. Per finire parte essenziale è il sistema di regolazione e controllo della centrale solare che dovrà assolvere le seguenti funzioni: supervisione e monitoraggio dell'intero processo, regolazione della temperatura del fluido, calcolo dell'angolo di puntamento dei paraboloidi e comunicazione con i sistemi di movimentazioni dei collettori, monitoraggio dei sistemi di riscaldamento elettrico delle tubazioni e dei componenti principali, gestione delle sequenze automatiche durante le transizioni di stato, gestione allarmi, procedure di sicurezza, emergenze.

Riepilogando, i principali componenti dell' impianto solare sono dunque:

- Campo solare o campo specchi
- Circuito idraulico dei sali fusi
- Sistema di accumulo termico
- Generatore di vapore solare GVS
- Sistemi ausiliari per avviamento e mantenimento impianto
- Sistema di regolazione e controllo

E' bene a questo punto riassumere brevemente quello che rappresenta il ciclo del processo. In presenza di radiazione solare diretta il fluido termovettore, prelevato dal serbatoio a 290°C viene fatto circolare attraverso il campo specchi. In uscita da questo, raggiunti i 550°C, viene inviato al serbatoio caldo. I Sali fusi in uscita dal serbatoio vengono pompati nel GVS in cui, trasferendo all'acqua il loro calore sensibile, si raffreddano a 290° e ritornano al serbatoio freddo chiudendo così il ciclo.

16.2 DESCRIZIONE GENERALE CICLO COMBINATO

La centrale termoelettrica ENEL di Priolo Gargallo, inizialmente alimentata ad olio combustibile e di recente ambientalizzata a CH_4 in assetto combinato, è composta da due sezioni da 380 MWe ciascuna (250 MWe il gruppo turbogas, 130 MWe il gruppo vapore) per una potenza complessiva di 760 MWe.

In ognuno dei due gruppi a ciclo combinato della centrale è possibile distinguere quattro sottosistemi, il gruppo turbogas Siemens V94 3/A (TG), il generatore di vapore a recupero (GVR), la turbina a vapore (TV), e il condensatore (C). Come si può apprezzare dalla Figura 371, nel gruppo turbogas il metano e l'aria compressa dal compressore CO vengono bruciati nella camera di combustione CC; da qui i fumi prodotti dalla combustione vengono inviati nella turbina a gas TG dove cedono la loro entalpia che viene trasformata in energia meccanica.

La turbina a gas fornisce energia in parte al compressore CO che continua a comprimere nuova aria proveniente dall' atmosfera, in parte al generatore elettrico GE1 che immette l'energia elettrica in rete. I fumi in uscita dalla turbina a gas, essendo ancora ad alto contenuto entalpico, vengono spediti al generatore di vapore a recupero dove cedono gran parte della loro energia al vapore attraverso i vari scambiatori di calore posti nel GVR: il vapore aumenta così il suo livello entalpico e viene inviato quindi ai vari livelli della turbina a vapore.

Qui il fluido cede la propria energia e viene spedito al condensatore, da cui parte nuovamente per raggiungere il GVR.

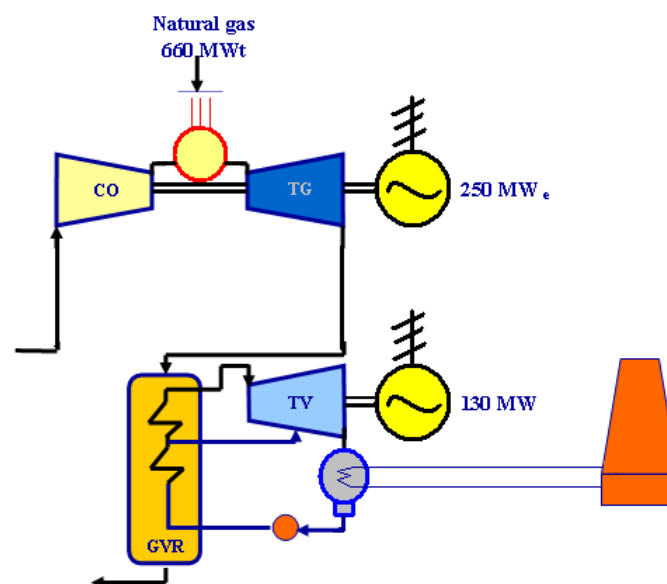



Figura 371: Schema a blocchi - centrale a ciclo combinato (fonte Enel)

Il vapore solare prodotto dalla centrale solare integrata deve essere distribuito alle due turbine a vapore. Si pone così il problema dello spillamento del vapore che dal GVR deve raggiungere il generatore di vapore solare GVS. Tale problema verrà esaminato più avanti.

1.3.1 I CICLI TERMODINAMICI

Per ciò che concerne il gruppo turbogas, si ricorda che esso segue il ciclo Bryton; con riferimento alla Figura 372 osserviamo le seguenti trasformazioni: la 1-2 è una compressione adiabatica a entropia crescente, il compressore CO comprime l' aria proveniente dall' atmosfera.

La 2-3 rappresenta la trasformazione di riscaldamento del fluido grazie alla combustione che avviene in camera di combustione: si può osservare che la 2-3 non è isobara, ma la pressione tende via via a diminuire, sebbene di poco, a causa delle perdite di carico.

La 3-4 rappresenta l'espansione in turbina e la trasformazione risulta essere adiabatica a entropia crescente. A chiudere il ciclo interviene la 4-1 che avviene nell' atmosfera.

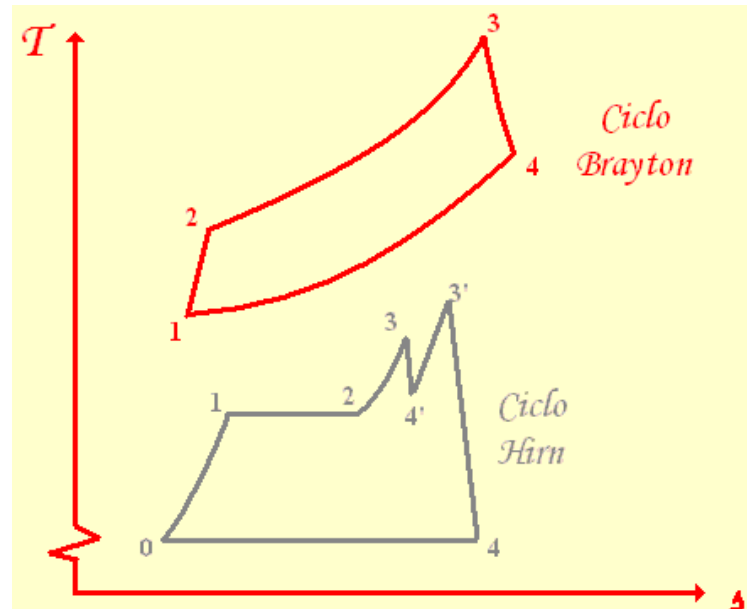



Figura 372 : Ciclo Bryton, Ciclo Hirn

Il ciclo Hirn descrive invece il processo compiuto dal vapore; la 0-1 indica la fase di riscaldamento dell' acqua che avviene nella parte meno calda del Generatore di Vapore a Recupero, in particolare negli scambiatori detti "*Economizzatori*" (Eco); la 1-2 è una trasformazione isotermobarica di vaporizzazione, avviene sempre nel GVR, ma nelle sezioni dei cosiddetti "*Evaporatori*" (Eva); la 2-3 rappresenta la fase di surriscaldamento del vapore, tale fase avviene ancora all' interno del GVR ma nelle sezioni dei surriscaldatori (SH); la 3-4' rappresenta una prima espansione del vapore (ciò avviene nella Turbina a vapore) che rimane comunque, allo scarico, ancora surriscaldato; da qui il vapore viene ancora risurriscaldato dai risurriscaldatori (RH) del GVR ed inviato in turbina dove si espande secondo la 3'-4; siamo ora all'uscita del vapore dalla turbina e a questo punto il vapore viene inviato al condensatore C dove avviene appunto la condensazione del vapore lungo la isotermobarica 4-0.

16.3 LA CENTRALE A CICLO COMBINATO

In questo capitolo si tiene conto, in prima battuta, degli aspetti generali del ciclo combinato; non entrando nei particolari del gruppo turbogas, già sufficientemente descritto nel capitolo introduttivo, passando poi alla descrizione del GVR, propedeutica ai fini dello studio dell'integrazione della centrale solare col ciclo combinato.

16.3.1 GENERALITÀ SUGLI IMPIANTI COMBINATI GAS – VAPORE

Dal punto di vista strettamente termodinamico le turbine a gas sono convertitori di energia di buona resa; tuttavia per meglio sfruttare la loro potenza è bene far ricorso agli impianti in assetto combinati gas-vapore. In tali impianti, come detto, il calore dei gas di scarico della turbina a gas viene utilizzato in una caldaia a recupero per generare vapore d' acqua che evolve in un ciclo a vapore a condensazione. A tale ciclo viene quindi demandato il ruolo di recuperare, nel modo più efficiente possibile, il calore presente allo scarico della turbina a gas e di trasformarlo in energia meccanica/elettrica.

Figura 373:Centrale Archimede

L'accoppiamento dei due circuiti gas-vapore consente di realizzare un' esigenza sempre perseguita nella termodinamica dei cicli di potenza: la coesistenza dell' introduzione di calore ad alta temperatura (possibile solo in impianti a combustione interna) e del rilascio del calore a bassa temperatura (possibile solo con cicli a condensazione).

Figura 374: Centrale Archimede

Nonostante l'idea base dei cicli combinati sia nota da lungo tempo, la realizzazione industriale di tali impianti, essendo ovviamente subordinata allo sviluppo tecnologico della turbina a gas, è molto recente. Le prime applicazioni dei cicli combinati risalgono agli anni '60, ma non ebbero grande diffusione perché i rendimenti delle turbine a gas di quell' epoca erano inferiori allo 0,25 e di conseguenza il rendimento dei cicli combinati non raggiungeva lo 0,40: essi erano quindi poco competitivi rispetto alle tradizionali centrali a vapore. Inoltre la tecnologia della turbina a gas era poco sviluppata e la macchina era ritenuta scarsamente affidabile.

La situazione è radicalmente cambiata solo con il recente avvento (anni '80) delle turbine a gas industriali di seconda generazione con rendimenti superiori a 0,3: tutte le centrali a ciclo combinato installate negli anni '80 presentano così rendimenti netti compresi fra 0,44 e 0,50, ben superiori a quelli delle centrali convenzionali a vapore.

Le moderne centrali a ciclo combinato, come la centrale Archimede di Priolo Gargallo, Figura 373 e Figura 374, ha un rendimento di 57,75%, impensabile sino a qualche tempo fà.

Ma oltre ai pregi dell' elevato rendimento gli impianti combinati hanno altri vantaggi di carattere economico e funzionale, in particolare:

a) Rendimenti elettrici elevati anche ai carichi parziali;
b) Alta flessibilità di esercizio, consentendo:
    1. Il funzionamento di "base"
    2. Il funzionamento con "modulazione di carico"
    3. Il funzionamento di "punta"
    4. Avviamenti giornalieri
    5. Ridotto impatto ambientale
    6. Bassi costi di installazione, esercizio e manutenzione
    7. Possibilità di utilizzare diversi combustibili
    8. Elevata affidabilità e disponibilità
    9. Tempi brevi di costruzione e di installazione

La turbina il cui combustore è alimentato a gas naturale è il tipo di macchina meno inquinante tra quelle esistenti perché, all'assenza di emissioni a base di zolfo, unisce una concentrazione di pochi ppm di CO e di idrocarburi incombusti e al massimo di 70 ppm di NO_x essendo provvista di sistema di abbattimento con iniezione di acqua o vapore in camera di combustione. Una ulteriore riduzione a 10-15 ppm di NO_x , può essere ottenuta con l'installazione di un sistema catalitico inserito nella caldaia a recupero, oppure di camere di combustione "a secco" a premiscelazione.

16.3.2 IL GVR DEL CICLO COMBINATO

Il Generatore di Vapore a Recupero (GVR), come detto più volte, ha il compito di trasferire il calore dei gas di scarico del gruppo turbogas ad un ciclo termico al fine di ottenere vapore atto ad alimentare una turbina a vapore accoppiata al relativo alternatore. I GVR installati nella centrale Archimede sono 2, uno per ogni gruppo turbogas presente; sono di tipo orizzontale rispetto al flusso dei gas provenienti dalla Turbina a Gas TG.

Sono composti da sezioni di scambio termico che producono vapore a tre livelli di pressione con banchi evaporanti a circolazione naturale a tubi verticali e privi di qualunque sistema di post combustione (la post combustione è nociva in quanto, sotto il profilo termodinamico, è beneficio introdurre nel ciclo l'energia pregiata del combustibile alle temperature più elevate, e quindi nella camera di combustione del gruppo turbogas, piuttosto che degradarla, come si fa nella post combustione, in uno scambio termico a temperature relativamente basse come quelle del ciclo a vapore). Il GVR è previsto per il solo funzionamento a recupero, con i livelli di AP MP e BP a pressione variabile in funzione del carico, ed è completamente drenabile. I dati di progetto del GVR riferiti al CNC, ovvero al carico nominale continuo, sono sotto riportati:

Riferimenti

Temperatura ambiente	15° C
Pressione ambiente	1013,25 mbar
Umidità Relativa	60%

Ingresso fumi da turbogas

Portata fumi	620° C
Temperatura	14,19% massa
Temperatura di progetto max	5,19% massa
O_2 nei fumi	Perdita carico totale fumi GVR
H_2O nei fumi	
650,4 kg/s	31 mbar
591,5° C	

Sezione di AP

Portata vapore	72,7 kg/s uscita GVR
Pressione vapore uscita GVR	101,17 bar
Temperatura vapore uscita GVR	540° C
Portata desurriscaldamento SH	105,5 bar
Pressione cc	0

Sezione di MP

Portata vapore	16,8 kg/s
Pressione vapore uscita GVR	15,5 bar
Temperatura vapore uscita GVR	294° C
Pressione cc	16,5 bar

Sezione di BP

Portata vapore	8,1 kg/s
Pressione vapore uscita GVR	3,82 bar
Temperatura vapore uscita GVR	300° C
Pressione cc	4,5 bar
Portata ricircolo ECO	39,16 kg/s
Temperatura ingresso ECO	60° C

Sezione di RH

Portata vapore da turbina
Portata vapore uscita GVR
Temperatura monte miscelazione SHMP
Pressione vapore ingresso GVR
Pressione vapore uscita GVR
Temperatura vapore uscita GVR

65,63 kg/s
82,44 kg/s
292,6° C
15,47 bar
13,97 bar
540° C

La larghezza del GVR, intesa quella di alloggiamento di tutti i fasci tubieri (arpe) è di 10 m. L' altezza del GVR interessata all' attraversamento dei fumi è 21 m, mentre l'altezza massima del GVR rispetto al pianori riferimento è di 36m: a tale quota sono installati i silenziatori degli sfiati ed il serbatoio per la conservazione del GVR in azoto. La mezzeria dei tre corpi cilindrici si trova a quota 31,3m dal piano di riferimento, e la loro lunghezza è di 12m.

la lunghezza del convogliatore del gas verso il GVR, compreso il giunto dilatatore, è di 14m. la mezzeria del condotto di scarico gas dalla TG si trova a 4,58m da terra. La ciminiera è alta circa 90m.I quantitativi di acqua richiesta per il riempimento di tutto il GVR sono di circa 271m^3 di acqua.

Ogni banco di riscaldamento è costituito da tre banchi verticali detti appunto arpe. Ogni arpa è costituita da più gruppi di 1, 2, 3, 4 tubi alettati, in parallelo per quanto riguarda il percorso dei fumi.

Un certo numero di arpe costituiscono i vari banchi ECO, tubi vaporizzatori, e di surriscaldamento dei vari livelli di pressione.

Dal punto di vista del percorso dei fumi, tutti i banchi sono disposti in serie. In Figura 375 è riportato uno schema di principio del GVR e delle sue interconnessioni con il turbogas e la turbina a vapore. L'impianto di Priolo possiede due impianti simili a quello di figura, esercibili in maniera indipendente, per una potenza complessiva di circa 2 x 385 MW elettrici.

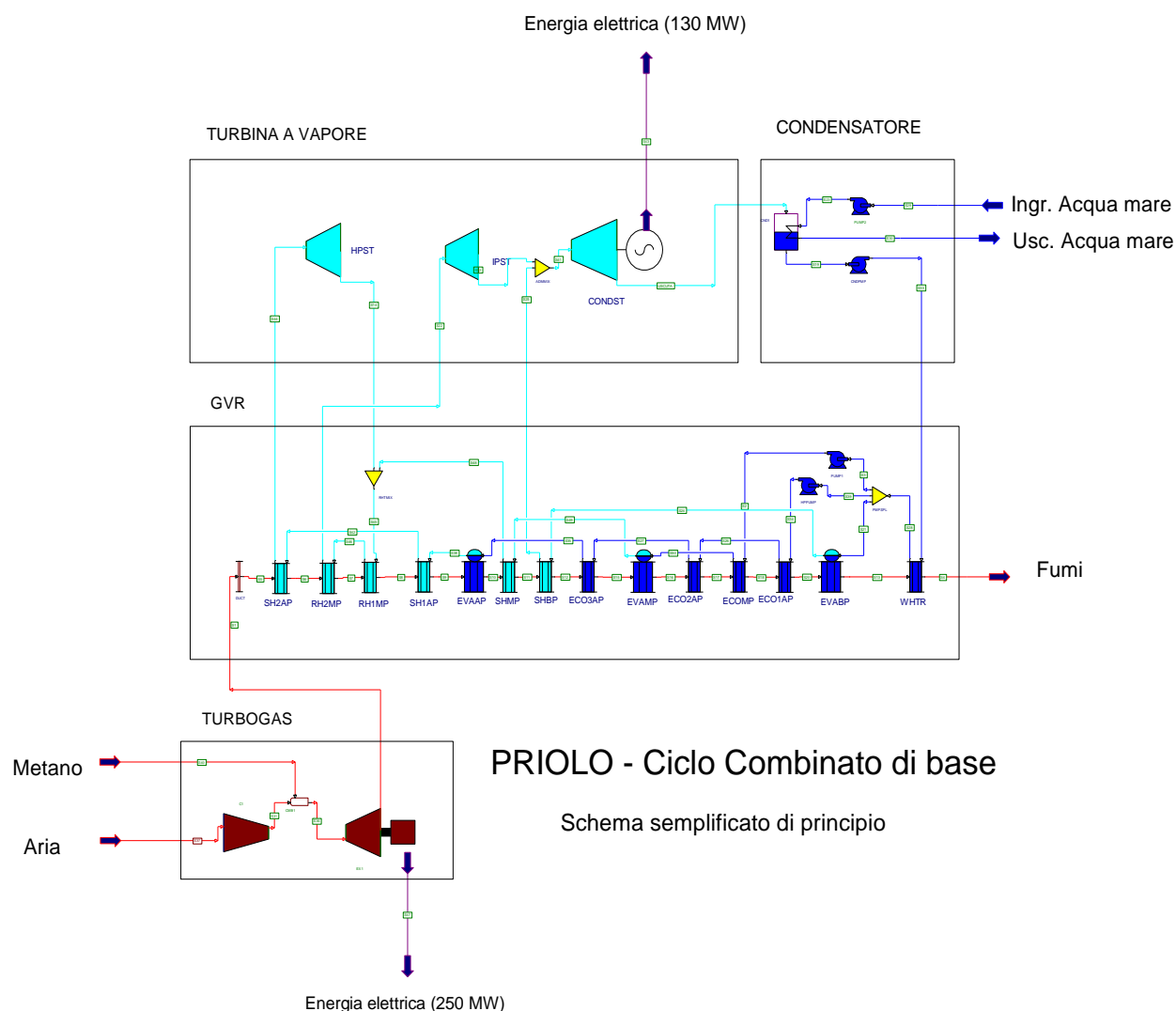



Figura 375: Ciclo combinato di base, fonte ENEL

16.4 IL CICLO DEL VAPORE ALL' INTERNO DEL GVR

16.4.1 SEZIONE DI BASSA PRESSIONE BP

L'acqua di alimento proveniente dal condensatore, dopo essere passata attraverso l'economizzatore di BP, viene inviata alla torre degasante posta sopra il CC di BP.. Per eliminare i possibili fenomeni di condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi, dovuti alla bassa temperatura dell'acqua di alimento, è stato previsto un sistema di ricircolo di una parte dell'acqua in uscita-ingresso ECO, tramite una pompa ed una valvola di regolazione temperatura ingresso ECO che regola la temperatura stessa a 60°C circa.

Inoltre, per evitare i fenomeni di vaporizzazione dell'acqua uscita ECO BP, è prevista una valvola a tre vie che serve per regolare la temperatura in ingresso al degasatore ad un valore di 10 °C inferiore alla temperatura del saturo all'interno del C.C. (*Sottorafreddamento*); comunque la pressione all'interno delle tubazioni dell'economizzatore di BP sarà garantita, dalla PEC (Pompe Estrazione Condensato), ad un valore nettamente superiore a quella esistente nel C.C., pertanto non si dovrebbero verificare fenomeni di vaporizzazione dell'acqua ingresso torre degasante.

La valvola a tre vie, inoltre, è dimensionata anche da by-pass eco BP per evitare che temperatura dei gas di scarico scendano al di sotto di un certo valore (100°C).

II C.C. BP è collocato sotto la torretta del degasatore e serve da serbatoio di raccolta acqua degasata e riscaldata per mezzo vapore prodotto nello stesso CC; la sua capacita deve garantire il corretto e stabile funzionamento in tutte le condizioni operative nominali.

L'acqua satura dal corpo cilindrico di B.P. è inviata al circuito evaporante, costituito da tubi di caduta (downcomers), evaporatore, in cui avviene lo scambio termico acqua/fumi equicorrente rispetto al flusso dei fumi, dai tubi di ritorno (risers) che convogliano la miscela liquido - vapore all'interno del CC; la circolazione nel circuito evaporante avviene in modo naturale.

La miscela acqua/vapore prodotta viene fatta passare entro "cicloni" con separatori in modo da realizzare una prima sostanziale separazione dell'acqua dal vapore e dopo questa prima separazione il vapore attraversa i filtri essiccatori situati direttamente al di sotto delle uscite del vapore dal corpo, che provvedono ad essiccare al massimo il vapore.

Dal corpo cilindrico è derivata la linea che serve le pompe di acqua alimento per i livelli di alta e media pressione del GVR; in esso si innestano anche le due linee separate dei ricircolo di minima portata delle pompe acqua di alimento.

II degasatore è integrato con il corpo cilindrico di BP il cui evaporatore produce, oltre al vapore di processo, anche il vapore per il degasaggio dell'acqua alimento; quindi la maggior portata di vapore richiesta per la degasazione sarà sottratta a quella erogata dall'SH BP.

Le valvole di regolazione livello C.C. sono due, una normalmente in regolazione, l' altra di riserva.

16.4.2 SEZIONE DI MEDIA PRESSIONE MP

L'acqua mandata da uno stacco intermedio delle pompe di alimento, secondo il verso di percorrenza perviene in ingresso al GVR dove si trovano le seguenti apparecchiature:

valvola motorizzata di intercettazione dell'alimento di MP con relativa valvola di non ritorno;

derivazione per la linea di attemperamento utilizzata per il controllo della temperatura del vapore SH di MP;

economizzatore di MP con relativa valvola di sicurezza che garantisce la protezione termomeccanica di emergenza dell'economizzatore che scarica al serbatoio spurghi intermittente;

valvola motorizzata al serbatoio spurghi intermittente per flussare il banco ECO di MP quando la portata è inferiore ad un certo valore;

complesso di regolazione di livello del corpo cilindrico costituito da due valvole una di riserva all'altra; è installato a valle dei banchi ECO MP in modo da mantenere più alta la pressione ed aumentare quindi il margine disponibile prima di trovarsi in condizione di saturazione;

corpo cilindrico di MP;

sfiato motorizzato C.C. al serbatoio spurghi intermittente; su questa linea s'immette l'attacco per la conservazione in azoto.

L'acqua satura dal corpo cilindrico di MP è inviata al circuito evaporante, costituito da tubi di caduta (downcomers), evaporatore, in cui avviene lo scambio termico acqua/fumi equicorrente rispetto al flusso dei fumi, dai tubi di ritorno (risers) che convogliano la miscela liquido - vapore all'interno del CC; la circolazione nel circuito evaporante avviene in modo naturale.

La miscela acqua/vapore prodotta viene fatta passare entro "cicloni".

A valle valvola stop troviamo la valvola pneumatica di regolazione con relativa non ritorno, per immissione vapore di MP sulla linea dell'RHF.

Attraverso questa linea, opportunamente dotata di valvola di sicurezza, il vapore SH di MP insieme a quello proveniente dallo scarico turbina di AP perviene nei primi due banchi dell'RH, nell'attemperatore per controllarne, tramite immissione di acqua mandata pompe alimento, la temperatura finale e, successivamente, nell'ultimo banco dell'RH.

16.4.3 SEZIONE DI ALTA PRESSIONE AP

L'acqua mandata dalle pompe di alimento, secondo il verso di percorrenza, perviene in ingresso al GVR dove si trovano le seguenti apparecchiature:

valvola motorizzata di intercettazione dell'alimento di AP e relativa non ritorno;

immissione mandata pompa per eventuale conservazione in umido;

Economizzatore AP di bassa temperatura;

Economizzatore AP di media e di alta temperatura;

valvola di sicurezza che scarica al serbatoio spurghi intermittenti;

valvola motorizzata al serbatoio spurghi intermittente per flussare il banco ECO di AP quando la portata è inferiore ad un certo valore;

linea di immissione azoto per la conservazione;

complesso di regolazione di livello del corpo cilindrico;

sfiato, motorizzato, che scarica al serbatoio spurghi intermittenti con linea di conservazione in azoto;

L'acqua satura dal corpo cilindrico di AP è inviata al circuito evaporante, costituito da tubi di caduta (downcomers), evaporatore, in cui avviene lo scambio termico acqua/fumi equicorrente rispetto al flusso dei fumi, dai tubi di ritorno (risers) che convogliano la miscela liquido - vapore all'interno del CC; la circolazione nel circuito evaporante avviene in modo naturale.

II vapore saturo secco in uscita dal C.C, attraversa i banchi dell'SH sino alla valvola stop caldaia.

A monte valvola stop troviamo lo sfiato finale, regolante, con relativo silenziatore; su questa linea s'immette l'eventuale conservazione in azoto, la presa per campione chimico, la mandata pompa per eventuale conservazione in umido e la valvola di sicurezza.

16.5 LA TURBINA A VAPORE

Nella Centrale Archimede di Priolo Gargallo sono attualmente presenti due turbine di costruzione Tosi (anni 1975 e 1978), di potenza nominale originaria di 329 MW, prima adibite al funzionamento accoppiato a caldaie a vapore di tipo olio / gas.

La turbina, in Figura 376, a fronte della trasformazione in Centrale a Ciclo Combinato, è stata modificata nelle sezioni di alta e media pressione come in Figura 377.

Le perdite meccaniche in questa macchina sono di 1000 kW, le perdite dell' alternatore sono di 2336 kW, la potenza netta ai morsetti risulta essere pari a 131 MW.

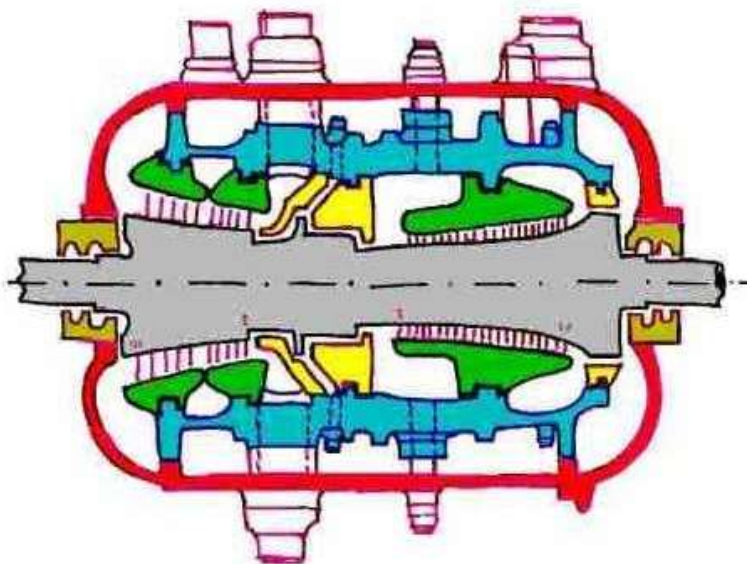



Figura 376: Turbina prima della modifica per il funzionamento a ciclo combinato

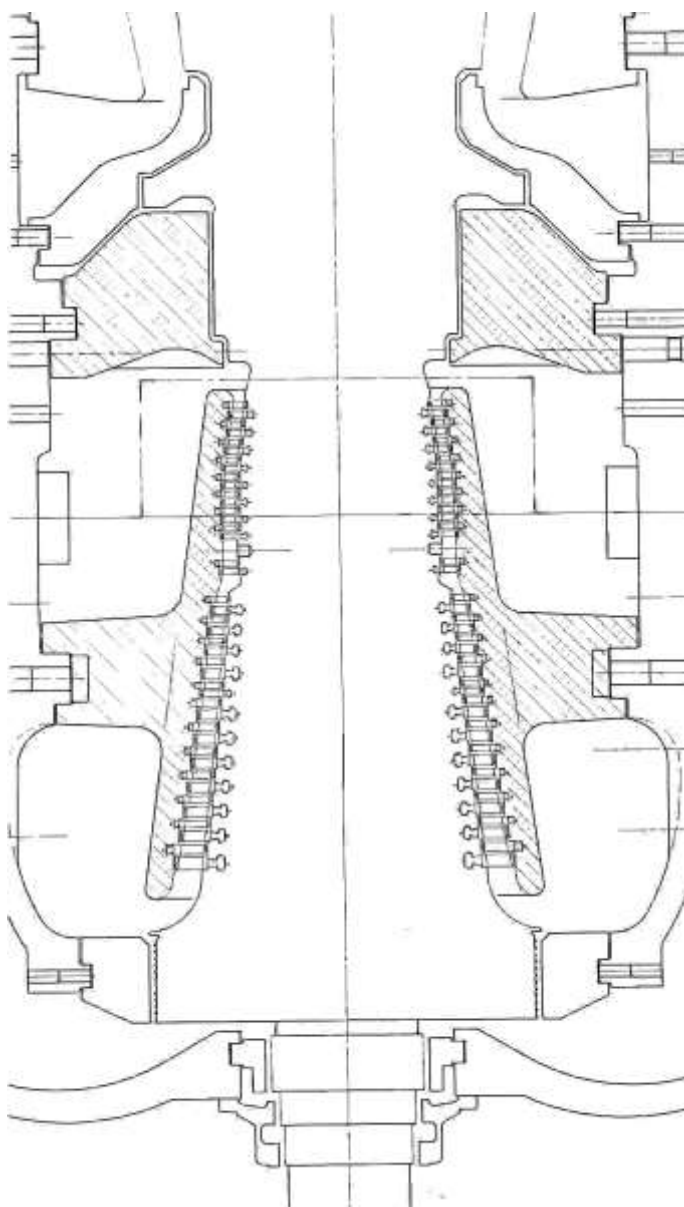



Figura 377: Turbina a vapore modificata

16.6 L' IMPIANTO SOLARE

In questo capitolo si descrive dettagliatamente ogni componente necessario per il buon funzionamento della centrale solare a partire dagli specchi parabolici che raccolgono l'energia solare.

16.6.1 I CONCENTRATORI PARABOLICI LINEARI

La sezione di raccolta dell'energia solare è costituita da pannelli, elementi, collettori e moduli. Il sistema base è un paraboloide riflettente di lunghezza 12 m e apertura 5,9 m denominato ***Elemento***.

Ogni elemento è costituito da 10 specchi ricurvi detti ***Pannelli,*** vedere le Figura 378 e Figura 379. I ***collettori*** sono costituiti da 8, 6 o 4 elementi e hanno lunghezze rispettivamente di 100 m, 75 m, 50 m. Il ***modulo*** o ***stringa*** è un insieme di collettori collegati in serie idraulicamente: ha una lunghezza di 600 m.

L'asse focale sarà quella nord-sud, il moto di inseguimento solare avverrà sul piano azimutale, da est a ovest. Per il pannello riflettente abbiamo il coefficiente di riflessione $\rho = 0{,}94$; il tubo ricevitore è caratterizzato dal coefficiente di trasmissione $\tau = 0{,}97$ (è in acciaio) ed è alloggiato in un tubo esterno di vetro antiriflettente.

Figura 378: Concentratore Parabolico Lineare

Fra i due tubi vi è un'intercapedine di vuoto con pressione di 10^{-2} Pa, condizione questa finalizzata alla massima limitazione delle perdite termiche del tubo ricevitore per conduzione e convezione. Sul tubo in acciaio si ha un rivestimento in *cermet* (film di allumina e tungsteno) avente coefficiente di assorbimento dello spettro solare $\alpha = 0{,}94$. Il rendimento ottico del sistema risulta allora $\eta_{ottico} = \rho\, \tau\, \alpha\, \gamma$, con γ fattore di intercettazione, cioè frazione di flusso solare intercettato dal ricevitore.

In letteratura tecnico-scientifica $\gamma = 0{,}95$, per cui il rendimento ottico risulta pari a $\eta_{ottico} = \rho\, \tau\, \alpha\, \gamma = 0{,}81$. Con i valori più bassi di ρ, τ otteniamo un $\eta_{ottico\ dirty}$ pari a 0,77. Il rendimento totale del paraboloide $\eta_{tot} = \eta_{ottico} * \eta_{termico}$.

Il rendimento termico è funzione del coefficiente di perdita globale del sistema, delle condizioni di scambio termico nell'interfaccia fluido – ricevitore, della temperatura di lavoro, dell'irradianza solare.

Il fluido termovettore è costituito da una miscela di sali composta per il 40% da nitrato di potassio, per il 60% da nitrato di sodio. Questi sali sono stabili fino a 600° e sono poco inquinanti, poco costosi, poco corrosivi.

Passando da 550° a 290° la potenza termica estraibile in perfetta adiabaticità da 1 kg/s è q = 393,96 kW con C_x 1,515 kJ/kgK.

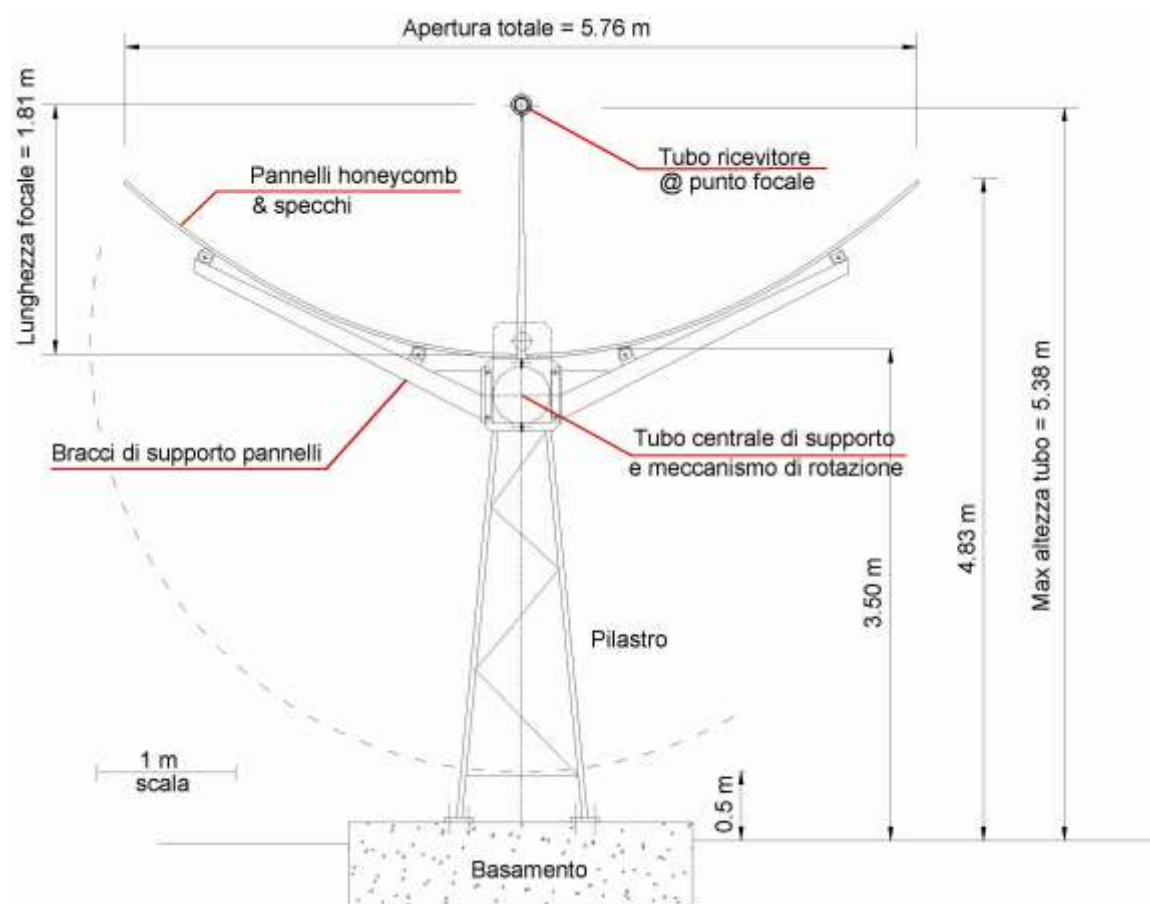



Figura 379: Vista in scala dei supporti per i pannelli (fonte Enel)

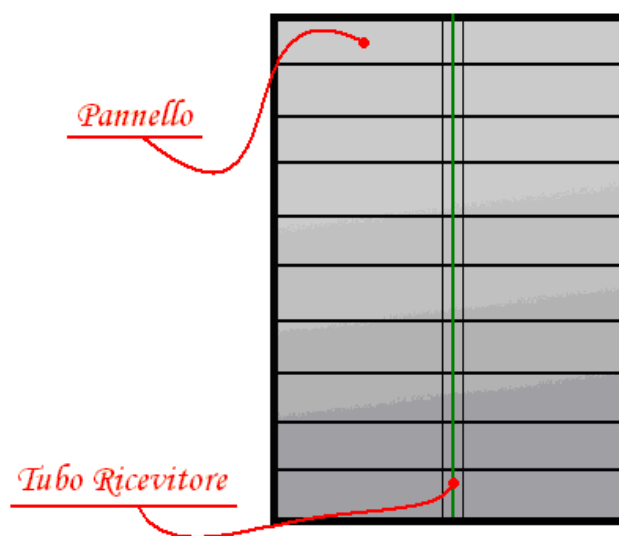



Figura 380: vista dall'alto di un elemento da 10 pannelli

Figura 381: Specchi e collettori in fase di montaggio (fonte Enel)

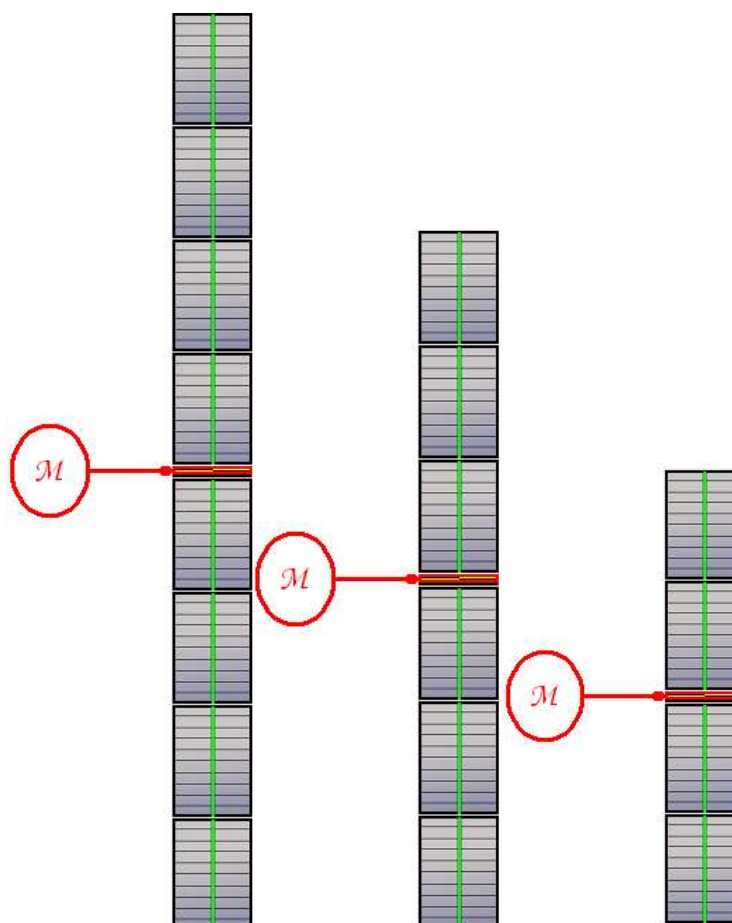



Figura 382: Moduli rispettivamente a 8, 6 4 elementi.

Figura 383: Layout del collettore

16.7 BILANCI DI ENERGIA NEI SOTTOINSIEMI DELLA CENTRALE SOLARE

L'energia che entra in gioco nel bilancio dei vari sottoinsiemi è:

Energia solare raccolta dal campo specchi

Energia termica trasmessa al fluido termovettore (assorbita) in uscita dal campo specchi

Energia potenzialmente immagazzinabile nel sistema di accumulo ottenuta sottraendo alla energia termica assorbita dal fluido le perdite termiche della rete di distribuzione durante le ore di produzione del campo specchi

Energia persa durante le ore notturne e di bassa insolazione

Energia scartata (causa serbatoio caldo già saturo di miscela)

Energia integrata, energia che occorre integrare quando il serbatoio caldo non è alla massima capacità di accumulo e si è di notte o in presenza di bassa insolazione

Energia utilizzata, inviata cioè al GVS

Energia elettrica, prodotto finale della centrale solare

16.8 PERDITE

Nei periodi di insufficiente radiazione solare (notte, giornate nuvolose), all'interno del campo solare e nella rete di distribuzione, è necessario mantenere i sali fusi in movimento allo scopo di evitarne la cristallizzazione. Nel campo solare si hanno quindi perdite dal campo specchi e dalla rete di distribuzione in condizioni di scarsa irradiazione e perdite di energie, essenzialmente dalla rete di distribuzione, in condizioni di produzione di energia.

Le ore di funzionamento annue del campo specchi con produzione di energia termica sono 2393, le ore di non funzionamento 6367. Le perdite termiche annuali del campo specchi e della rete di distribuzione in condizioni di mancanza di produzione termica da fonte solare ammontano a 23,7 GWh. Le perdite termiche annuali della rete di distribuzione in condizione di produzione termica da fonte solare sono di circa 5,2 GWh.

16.9 BILANCIO TERMICO NELL'ACCUMULO

In assenza di accumulo termico la produzione di energia sarebbe possibile solamente in presenza di radiazione solare, con un fattore di carico (rapporto tra l'energia termica inviata al GVS e quella necessaria se l'impianto lavorasse sempre nelle ore di funzionamento alla potenza nominale) pari a circa il 16%. Per il dimensionamento dell'accumulo termico si è prima fatta l'ipotesi di funzionamento continuo dell'impianto; un documento dell'ENEA conclude che la capacità termica ottimale è di 500 MWh, corrispondente a circa 14 ore di accumulo alla massima potenza termica di 36,4 MWt.

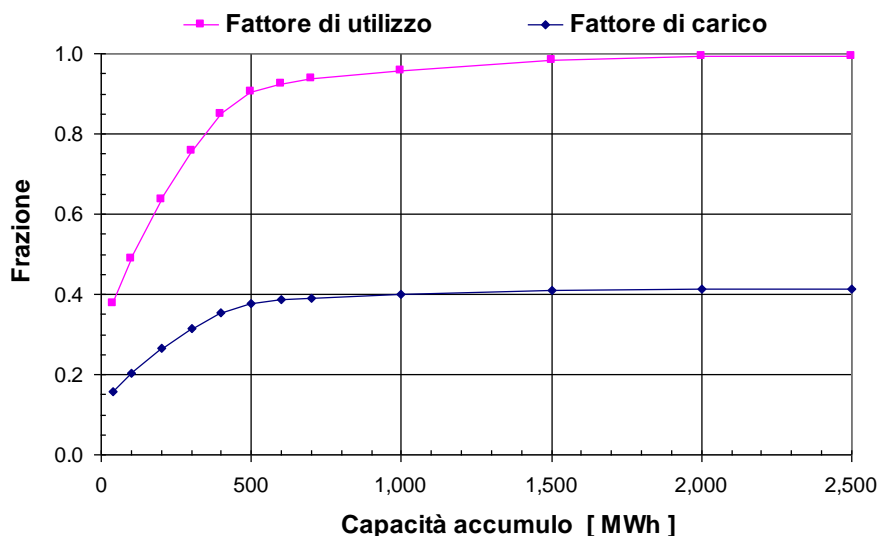



Figura 384: Fattore di utilizzo e fattore di carico, in funzione della capacità di accumulo

Il fattore di utilizzo, rapporto tra l'energia termica inviata al GVS e la massima accumulabile, raggiunge il 90%, il fattore di carico aumenta al 38%. L'energia solare che arriva annualmente sul campo specchi è pari a 253,4 GWh_t e l'energia termica prodotta (assorbita dal fluido) è pari a 156,6 GWh_t. Le perdite di rete annuali sono, durante la produzione, pari a 5,2 GWh_t e dunque l'energia accumulabile a tali condizioni è 151,3 GWh_t.

Assumendo che il generatore di vapore solare GVS utilizzi 120,3 GWh_t si determina una potenza termica media annua di 19,4 MW; appena il 30,12 % del carico massimo ammissibile dal GVS. L'energia termica accumulabile è dunque di 151,3 GWh_t, che depurata dell'energia spesa nel ricircolo notturno determina l'energia termia consegnabile al GVS a meno di quantità scartate o reintegrate, ed è pari a 127,6 GWh_t. Ma allora ci si aspetta che complessivamente la somma algebrica degli scarti (-) e dei reintegri (+) sia uguale a 127,6 – 120,3 = 7,3 GWh_t. Inoltre l'energia scartata è di 13,1 GWh_t mentre la reintegrata è di 5,7 GWh_t.

L'energia effettivamente accumulata nel serbatoio sarà allora pari a 138,2 GWh_t, in quanto differenza tra l' accumulabile e la scartata. Dunque la centrale solare riesce ad accumulare l' 88,3 % dell'energia solare trasferita al fluido ed a utilizzare nel GVS l' 87 % dell'energia accumulata (fattore di utilizzo). Alla potenza termica entrante nel GVS corrisponde un rendimento di conversione termico elettrico del 38,1 %. L'energia elettrica prodotta dalla centrale solare è quindi pari a 0,381*120,3=45,83 GWh_t,con un rendimento annuo solare elettrico del 18,09 %. La potenza elettrica prodotta mediata sulle 6200 ore di funzionamento è pari a 7,4 MW.

Rifacendo lo stesso ragionamento possiamo poi effettuare il bilancio nell'ipotesi in cui la centrale sia in funzione tra le 7 e le 21, ovvero per 14 ore al giorno, per un totale annuo di 5.110 ore (il 58 % delle ore) osserviamo che:

L'energia solare che arriva annualmente sul campo specchi è pari a 253,4 GWht e l' energia termica prodotta annualmente dai paraboloidi (assorbita cioè dal fluido) è pari a 156,5 GWht con un rendimento medio annuo del sistema solare pari al 61,8%.

Durante la produzione, essendo le perdite di rete 5,2 GWht, l'energia accumulabile è di 151,3 GWht.

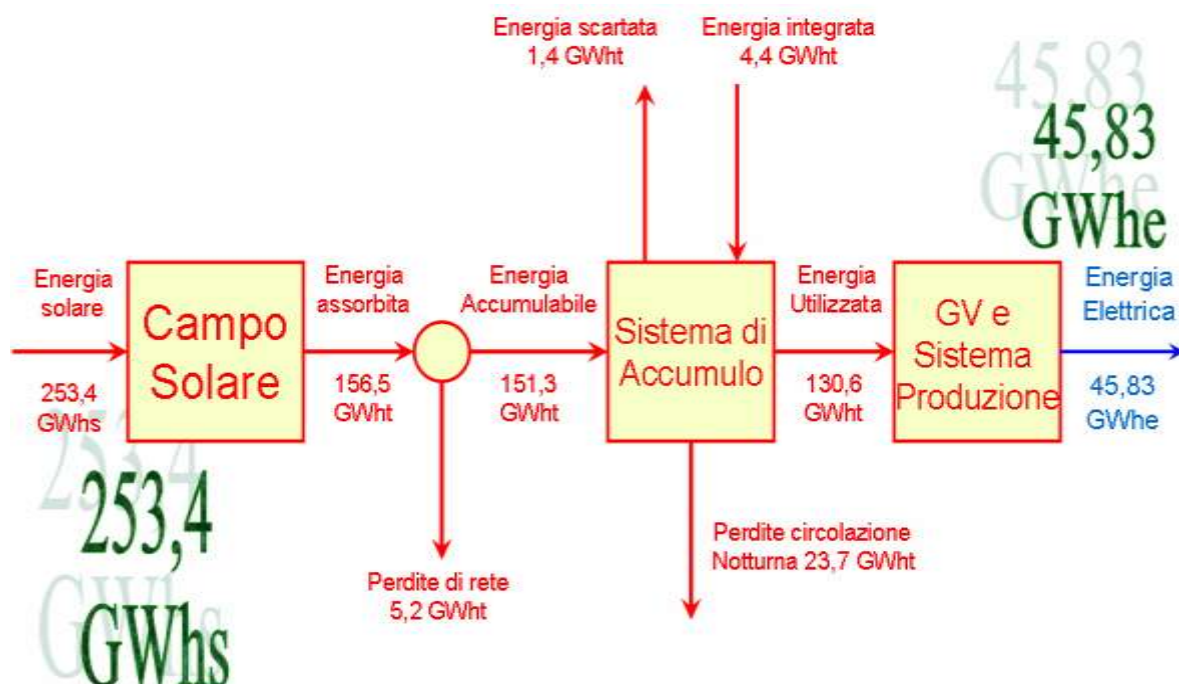



Figura 385: Schema a blocchi che riassume il bilancio energetico annuale con funzionamento "parzializzato" di 14 h/d .I pedici "s", "t" ed "e" indicano rispettivamente potenza solare, termica ed elettrica

L'energia termica scartata scende a 1,4 GWht (contro i 13,1 di energia scartata nel caso di funzionamento continuo); ciò dimostra come in tale modalità si massimizzi l'energia l'utilizzo dell'energia termica prodotta dal campo specchi.

Evidentemente l'energia effettivamente accumulata nel serbatoio caldo sarà pari a 149,9 GWht .

Il GVS in tal modo utilizza 130,6 GWht che determinano una potenza termica media di 47,1 MW

La centrale riesce ad accumulare dunque il 99,1% dell'energia solare accumulabile e ad utilizzare nel GVS l'87% dell'energia accumulata (fattore di utilizzo): alla potenza termica entrante nel GVS si ha un rendimento di conversione termico elettrico pari al 42,% per cui annualmente si ha una potenza elettrica media di 20,1 MW e una produzione di energia elettrica lorda da fonte solare di 55,9 GWht. L'energia elettrica netta viene ottenuta dalla lorda sottraendo da questa un 3% necessario al funzionamento degli ausiliari relativi alla parte solare.

Rispetto al funzionamento continuo l'aver ridotto il numero il numero di ore di produzione ha notevolmente aumentato potenza termica media e potenza elettrica media dell'impianto.

16.10 DIMENSIONAMENTO DELL'ACCUMULO

L'energia termica in joule accumulata in un kg di sale quando questo si riscalda passando da 290° a 550° è di 393,962 kJ. Poiché la capacità termica di progetto del serbatoio è di 500 MWh, la massa di sale fuso necessaria sarà: m = (500*3,6*10E6)/393,962 = 4569 t. La densità è pari a 1740 kg/m³, dunque il volume del sale è di 2626 m³. Stimando in prima approssimazione la quantità di Sali presenti nel campo solare e nelle tubazioni che collegano i serbatoi al campo solare e al GVS, complessivamente la massa di sale che deve essere accumulata nei serbatoi è pari a circa 5168*10^3 kg con un volume (a 550°) pari a 2970 m³.

L'effettiva capacità dei serbatoi è stata definita prevedendo anche uno spazio vuoto tra il livello massimo e il tetto del serbatoio e una quantità aggiuntiva di sali da lasciare sempre nel serbatoio per un livello pari ad un metro, questo allo scopo di mantenere assicurata la presenza dei Sali fusi in tutto il sistema di riscaldamento di questi ultimi. In definitiva la quantità complessiva di sali nel serbatoio risulta pari a 6615*10^3 kg , ovvero circa 3800 m³ a 550°.

16.11 INTERAZIONE GVS CON GVR E TV DEL CICLO COMBINATO

Il vapore prodotto dall'impianto solare servirà ad integrare quello prodotto dal recupero del calore dei fumi del gruppo turbogas. La scelta progettuale è quella di creare un GVS distinto dal generatore di vapore a recupero dell'attuale ciclo combinato.

Naturalmente il GVS è uno scambiatore di calore sali fusi – acqua/vapore. E' stato ipotizzato di produrre nel GVS vapore con caratteristiche simili a quello prodotto dal GVR, sfruttando la controcorrente dei due fluidi.

Il GVS sarà pertanto costituito da tre scambiatori, economizzatore, evaporatore, surriscaldatore.

L'acqua da inviare al GVS verrà spillata dal GVR dell'attuale ciclo combinato. Se il turbogas lavora a condizioni di carico nominale la maggiore portata di vapore dovuta alla produzione di vapore solare in uscita dal GVS altera i valori di pressione e temperatura. Occorre dunque aver ben presenti i valori di pressione massima ammissibile e di temperatura per i vari componenti dell'attuale GVR. Possiamo già anticipare che il vapore di origine solare va inviato ad entrambi i due gruppi dell'attuale ciclo combinato. Dall'analisi delle varie modalità di spillamento dell'acqua dal GVR risulta che la soluzione più efficiente è quella che prevede lo spillamento dell'acqua in uscita dall' ECO2 AP. I benefici legati a tale configurazione sono i seguenti:

Acqua prelevata a valle del degasatore, non richiede dunque specifici trattamenti di degasaggio.

La pressione di spillamento è superiore a quella a cui avviene l'immissione di vapore nella turbina di alta temperatura; ciò consente di utilizzare la pompa attualmente presente a valle dell'economizzatore di media pressione, previa verifica funzionale.

La temperatura di spillamento è la massima possibile, per cui la portata di acqua da ricircolare dall'uscita all'ingresso dell'economizzatore per riscaldare l'acqua a 238° è la minima possibile.

È possibile sfruttare al massimo le possibilità offerte dall'impianto a ciclo combinato in termine di integrazione di vapore aggiuntivo.

L'efficienza elettrica di conversione dell'energia termica solare raggiunge il valore massimo.

La soluzione di prelievo dell' acqua dal GVR a vale dell' ECO2 AP garantisce che la potenza termica scambiabile nel GVS sia di 32,2 MW, senza che nel GVR si superino i limiti di pressione di esercizio. In definitiva le limitazioni della potenza aggiuntiva solare generabile sono dovute:

Al dimensionamento del generatore di vapore che con i suoi 70 MW potrebbe contribuire ad una generazione elettrica di poco oltre 30 MW.

Al raggiungimento dei limiti di prestazione dei due attuali cicli combinati che, ove non si volesse ridurre la portata di metano ai turbogas, potranno contribuire per circa 28 MW aggiuntivi.

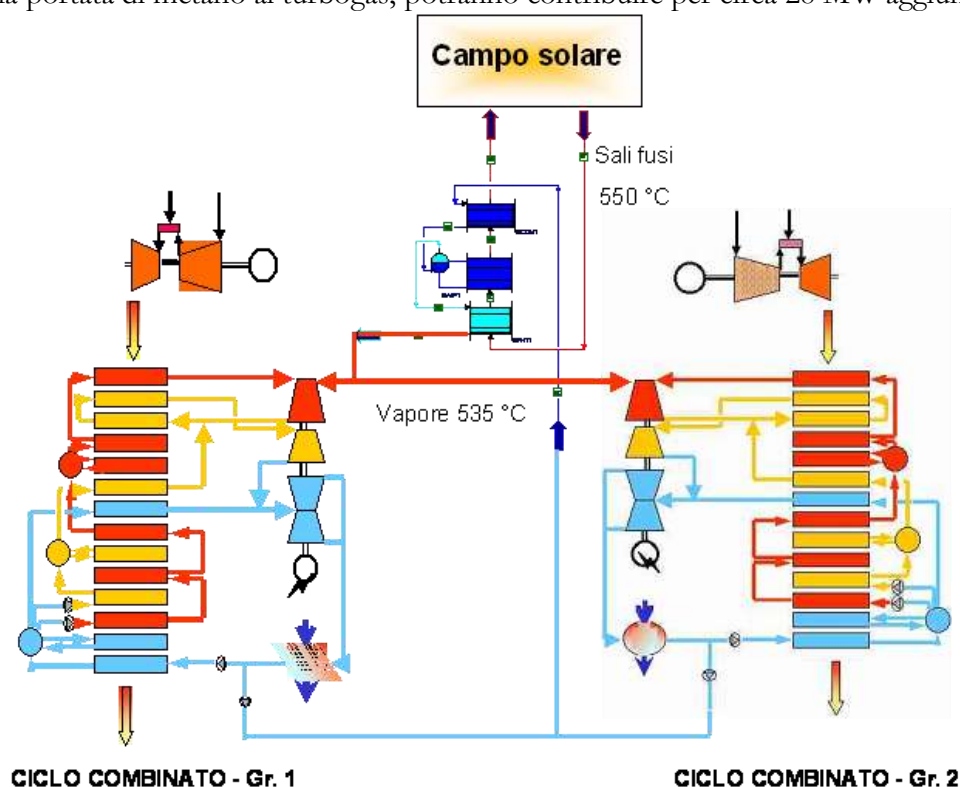



Figura 386: Interazione GVS e GVR (fonte Enel)

In Figura 388 è riportato l'andamento previsto della potenza elettrica totale di origine solare e del relativo rendimento netto di conversione, in funzione del carico termico del GVS.

La situazione reale, ai bassi carichi, potrà essere qualitativamente migliore di quanto presentato, nell'ipotesi per esempio che tutta l'integrazione di vapore (purché inferiore a 12,7 kg/s) sia inviata ad un solo gruppo a ciclo combinato, innalzandone così il rendimento di conversione.

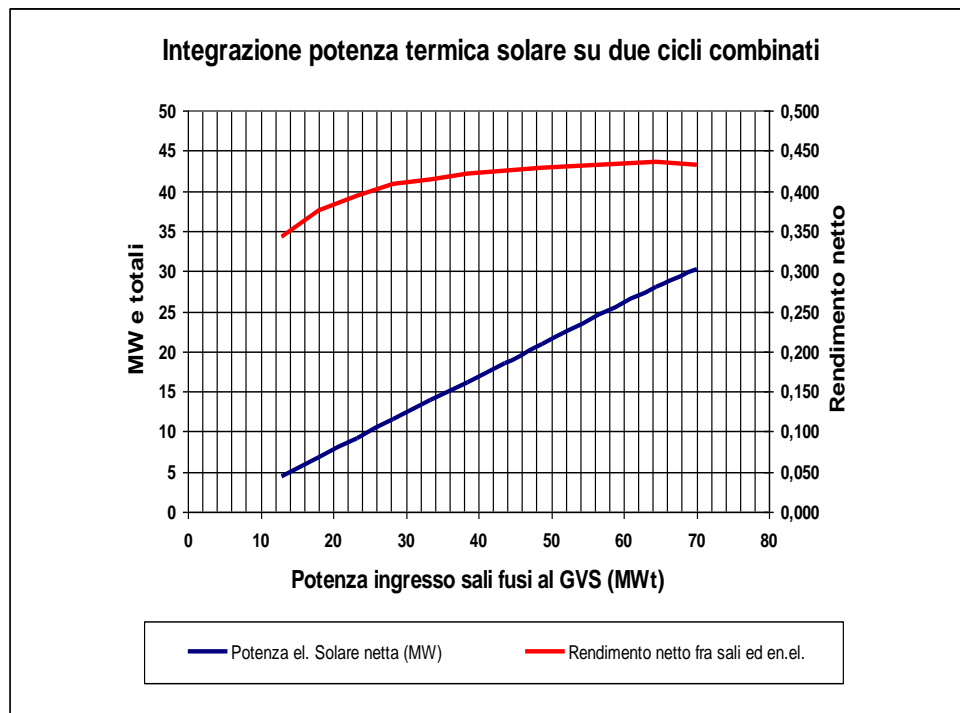



Figura 387: Integrazione potenza termica e solare su due cicli combinati (fonte Enel)

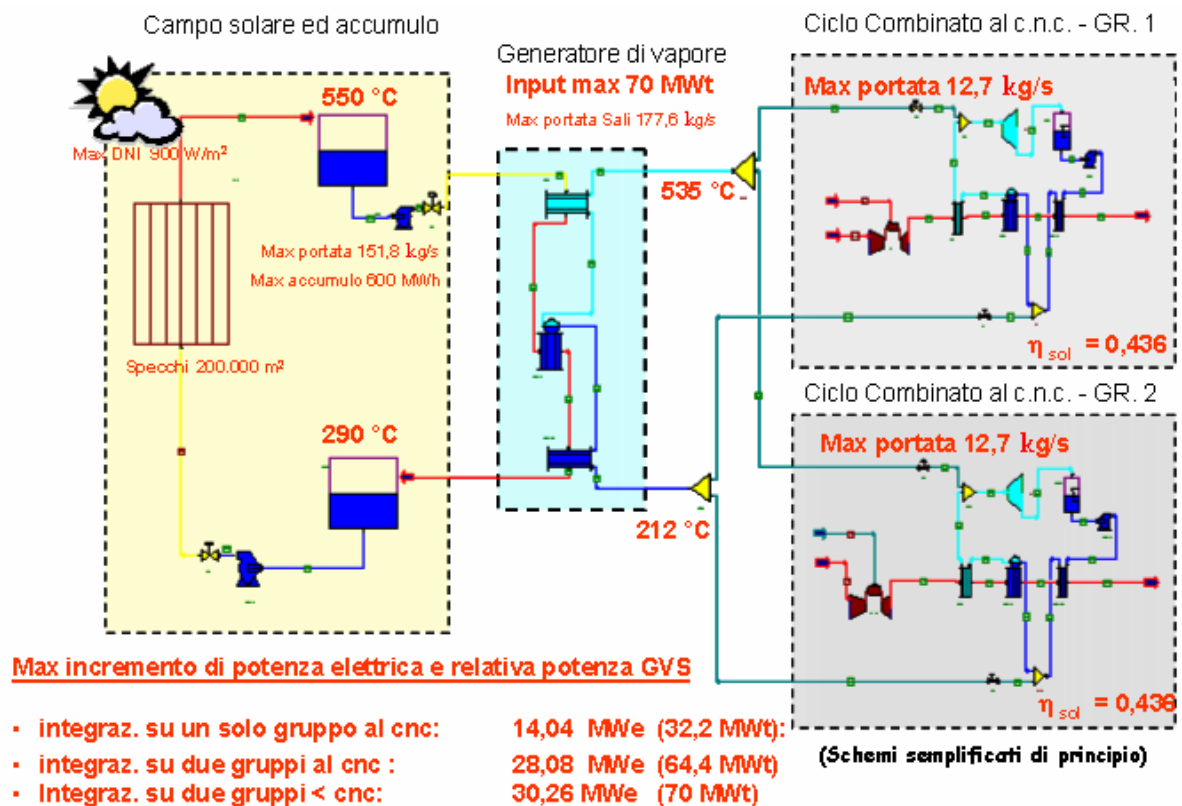



Figura 388: Possibilità di integrazione (fonte Enel)

16.12 DIMENSIONAMENTO DEL GVS

Come detto, la potenza termica presa a riferimento nella progettazione del GVS è stata fissata pari a 70 MW (per via del dimensionamento del campo specchi, dell'accumulo termico, del funzionamento della centrale), superiore dunque alla potenza di 64,40 MW (32,20 x 2) che corrisponde al raggiungimento delle pressioni massime ammissibili per il GVR. Supponendo ora, preliminarmente, una dispersione di calore nel GVS pari all'1%, causa imperfetta adiabaticità coibentazioni scambiatore e tubazioni, la potenza termica disponibile per la produzione di vapore risulta essere:

$$Q_d = 0,99 * Q_p = 0,99 * 70 = 69,3 \text{ MW}$$

Nelle nuove condizioni di progetto:

	Caratteristiche dell'acqua in ingresso al GVS		Caratteristiche del vapore in ingresso alla turbina AP del ciclo combinato		Portata di acqua spillata	Calore assorbito dall'acqua	Potenza Elettrica
UM	° C	bar	°C	Bar	kg/s	MW	MW
Spillamento a valle ECO2 AP	213,3	122,67	535	111,18	13,67*2 =27,34	34,63*2 =69,26	14,86*2 =29,72

Tabella 113: Spillamento di vapore

Dalla potenza nominale di progetto 70MW si ottiene la portata di sali fusi M_{sale} che è necessario far fluire in condizioni nominali di carico termico:

$$M_{sale} = Q_P/q = 70*10^3/393,96 = 177,6 \text{ kg/s}$$

Il rapporto tra la massima potenza scambiabile, 70 MW, ed il salto entalpico tra il vapore surriscaldato a 535° alla pressione di 112,3 bar, e l'acqua prelevata dall' ECO AP2 a 213,3° e a una pressione di 122,67 bar da la portata di vapore all'uscita del GVS: 27,34 kg/s, che deve essere ugualmente ripartita all'ingresso di ciascuna delle due turbine di alta pressione.
Nell' EVA evaporatore la potenza scambiata è di 34,3 MW.
Nel SH surriscaldatore è 20,3.
Nell' ECO economizzatore 14 MW.

Vedere grafico relativo allo scambio termico (Figura 389).

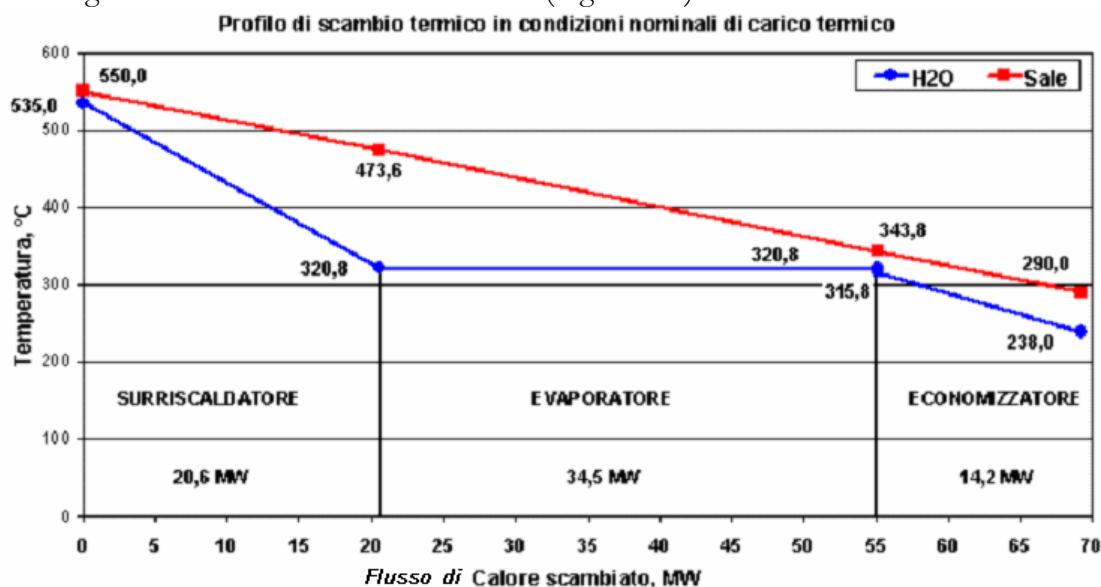



Figura 389: Profilo di scambio termico in condizioni nominali di esercizio del GVS (calcolo preliminare).

Il dimensionamento dei tre scambiatori costituenti il GVS (economizzatore, evaporatore e surriscaldatore) richiede preliminarmente le seguenti scelte progettuali:
configurazione geometrica del fascio tubiero e del mantello;
orientamento dei tubi e del mantello rispetto al piano orizzontale;
tipologia di circolazione all'interno dell'evaporatore: naturale, assistita o del tipo a "*piscina*" (evaporatore *kettle*).

A seguito di studi effettuati sulle varie possibilità, si sono scelti gli elementi così costituiti:

L'economizzatore è costituito da uno scambiatore con tubi ad U e mantello rettilineo con due passaggi sia lato tubi che lato mantello e fluido scaldante lato mantello.

L'evaporatore è uno scambiatore di tipo kettle con sale fuso all'interno di un fascio di tubi ad U e acqua lato mantello.

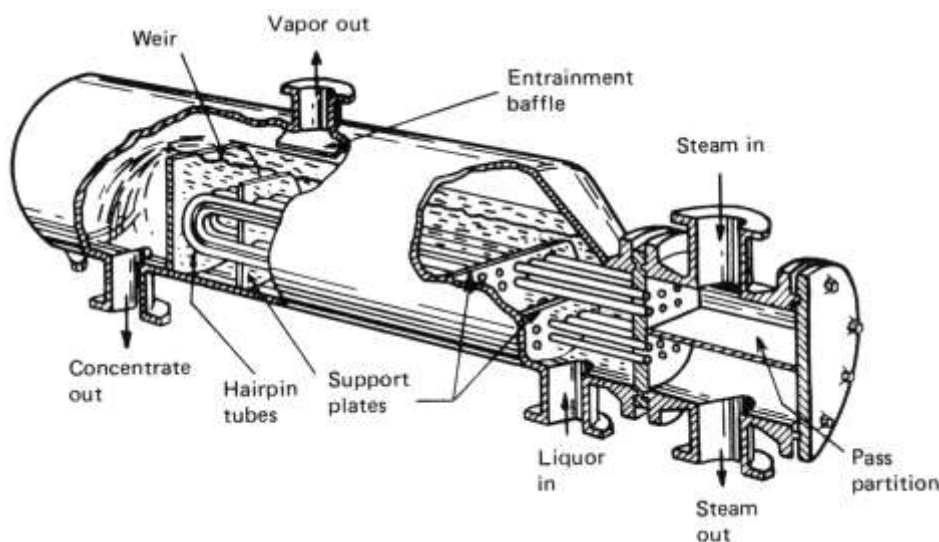



Figura 390: Evaporatore Kettle

Il surriscaldatore è uno scambiatore con tubi (fluido scaldante lato tubi) e mantello ad U ed unico passaggio sia lato tubi che lato mantello.

16.12.1 SCAMBIATORE DI TIPO KETTLE.

L'evaporatore *kettle*, estremamente frequente nelle colonne di distillazione, è utilizzato per la vaporizzazione del fluido posto nel lato mantello.

Comunemente il fascio tubiero, di tipo orizzontale, è ad U con un'unica piastra tubiera, eliminando così i problemi legati alle dilatazioni differenziali tra tubi e mantello.

Possiede generalmente un minore coefficiente globale di scambio rispetto alle altre configurazioni, poiché la circolazione del fluido freddo tra i canali del fascio tubiero è alquanto limitata (Coulson e Richardson, 1996). A parità di condizioni di esercizio, dunque, sono necessarie maggiori dimensioni e quindi anche un costo maggiore.

Al di sopra del pelo libero dell'acqua è necessario inoltre prevedere un apposito spazio per consentire la separazione delle gocce di acqua trascinate dal vapore. La presenza del fluido a più alta pressione nel lato mantello richiede che quest'ultimo sia dimensionato opportunamente come un recipiente ad alta pressione (ad esempio, come un corpo cilindrico di una comune caldaia).

Poiché il funzionamento dell'evaporatore *kettle* dipende limitatamente da fattori idrodinamici, il suo esercizio ai vari carichi è estremamente semplice e non sussistono problemi di stabilità (Hewitt et al., 1994).

Qualora sia richiesto che il fluido freddo venga evaporato completamente, la portata di liquido in uscita si annulla ed è, quindi, possibile fare a meno della pompa di circolazione ed eliminare lo stramazzo.

L'adozione di un evaporatore di tipo *kettle* comporta il grande vantaggio di fare a meno del corpo cilindrico, la cui funzione è svolta proprio dallo scambiatore stesso.

Infine in tali tipi di evaporatori può accadere che si formino sul fondo accumuli di sostanze estranee, a meno che non venga adottato un apposito spurgo.

Nella Figura 391è riportato un disegno 3D dell'appena esaminato GVS.

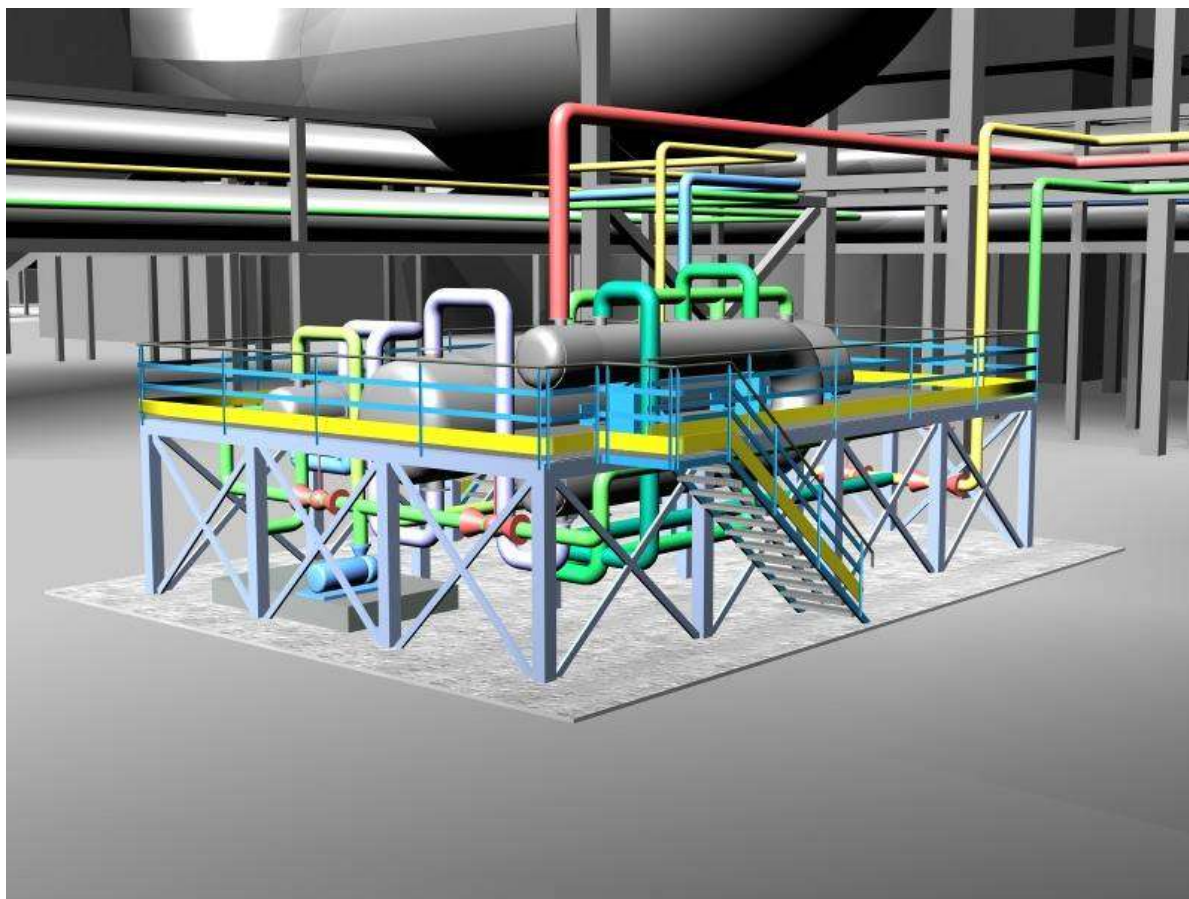



Figura 391: Configurazione esterna del GVS in prospettiva 3D (fonte Enel)

16.13 ANALISI DEL SISTEMA DI REGOLAZIONE E CONTROLLO

16.13.1 IL CONTROLLO SULLA MASSIMA TEMPERATURA RAGGIUNGIBILE

Il collettore solare è suddiviso in due rami posti simmetricamente ai lati di un unico sistema di movimentazione (dotato di un proprio motore) situato al centro del collettore stesso e in grado di far ruotare simultaneamente i due rami.

Ogni ramo è composto da 4 elementi fra loro uguali collegati meccanicamente in serie. Il sistema collettore è concepito come un apparato indipendente in grado di realizzare la funzione di puntamento del disco solare con la dovuta precisione. Il collettore è connesso in serie con altre 5 unità simili in modo da formare moduli collegati in parallelo e costituenti nel loro insieme il campo solare.

Il sistema collettore deve essere collegato ad una *rete di alimentazione elettrica* per il funzionamento dei suoi organi attivi e ad un sistema di *gestione centrale dell'impianto* che ne definisce costantemente lo stato operativo e ne imposta i parametri di funzionamento.

Il sistema di gestione centrale e controllo dell'impianto è dunque il cuore dell'impianto stesso, comandando contemporaneamente tutti i sistemi meccanici e idraulici di regolazione e controllo.

Come è ormai noto la temperatura del fluido termovettore in uscita dai diversi moduli deve essere non inferiori a 550° e non superiore a 570° (rispettivamente per non raffreddare l'accumulo caldo e per non deteriorare il rivestimento di CERMET). È dunque necessario realizzare un controllo severo della temperatura del fluido in uscita dai moduli.

Le modalità di controllo possibili individuate sono tre:

Controllo tramite modulazione portata complessiva prodotta dalle pompe di circolazione. Si utilizza un algoritmo *feed-forward* che in funzione della radiazione solare media calcolerà quel valore di portata che minimizza lo scarto tra il set-point di temperatura e la temperatura di uscita.

Controllo tramite modulazione portata nelle singole stringhe, per mezzo di valvole motorizzate con algoritmo di retroazione di temperatura sulla stringa.

Controllo – limitazione della temperatura tramite messa fuori fuoco parziale o totale dei paraboloidi introducendo un errore di puntamento intenzionale. Algoritmo a retroazione di temperatura sulla stringa ed eventualmente basato su rilevazione locale di irraggiamento con fotocellule.

Naturalmente la messa fuori fuoco dei paraboloidi è il metodo più efficiente ed efficace per la regolazione immediata della temperatura del fluido termovettore e verrà adoperata allorquando sarà necessario evitare il dannoso deterioramento del rivestimento di cermet a seguito di bruschi innalzamenti di temperatura.

16.14 LA CENTRALE SOLARE IN PRODUZIONE NORMALE PN

Tramite una delle due pompe ad asse verticale presenti nel serbatoio freddo del sistema di accumulo viene prelevata la miscela di sali fusi alla temperatura di 290°C.

La pompa dota il fluido della prevalenza necessaria alla circolazione all'interno della rete idraulica presente tra le stringhe di collettori.

In uscita dal campo specchi il fluido termovettore raggiunge poi il serbatoio caldo che costituisce l'accumulo ad alta temperatura del sistema solare.

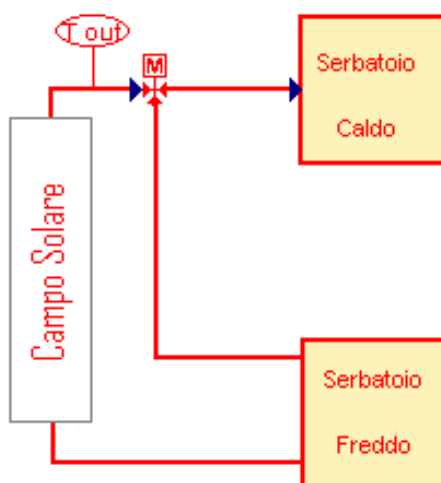



Figura 392: Ciclo diurno con alta insolazione

Naturalmente la portata dei sali attraverso i condotti viene regolata in funzione della radiazione solare; tale regolazione si effettua agendo direttamente sulla velocità di rotazione della pompa.

Al solo fine di dare un'idea dell'entità di tale portata, essa è pari a 6,5 kg/s in condizioni di massimo irraggiamento solare per stringa: con un calcolo esteso all'intero campo specchi il valore della portata di Sali a 344,5 kg/s, cui corrisponde una potenza termica di picco del campo solare di circa 136 MWh.

E' bene tener presente che il calcolo è stato effettuato considerando il flusso solare pari a 1000 W/mq e un'efficienza di picco della stringa di collettori del 76%.

16.15 CENTRALE SOLARE IN PRODUZIONE RIDOTTA SR

In questa modalità operativa il fluido termovettore viene prelevato dal serbatoio a 290° e fatto circolare attraverso le stringhe di specchi. Si ammette tale stato lavorativo nel caso in cui il fluido non riesca a scaldarsi oltre i 530°C. il sale in uscita dal campo solare viene reimmesso nel serbatoio freddo.

La modalità di funzionamento descritta in tale paragrafo viene adottata in due casi; nel caso in cui vi sia la presenza di nuvole passeggere in giornate soleggiate, tali nuvole potrebbero lasciare presto il cielo soprastante l'impianto e condurre dunque ad un repentino e potenzialmente dannoso aumento di temperatura in uscita.

E' proprio allo scopo di evitare tale eventualità che si preferisce mantenere costante il valore della portata di prima della comparsa delle nubi. Il secondo caso è quello in cui vi sia una leggera velatura del cielo o una bassa insolazione, prime ore del mattino, o ore preservali.

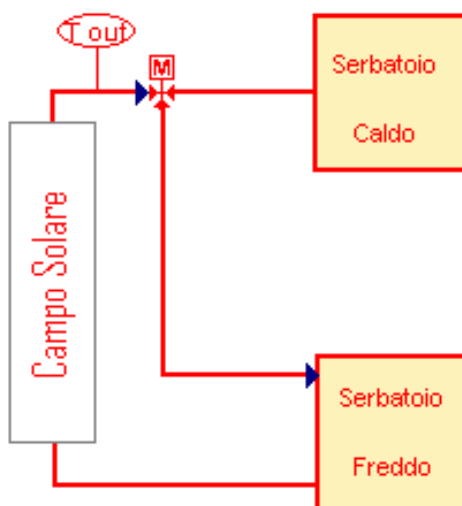



Figura 393: Ciclo diurno con bassa insolazione o notturno

16.16 CAMPO SOLARE IN CIRCOLAZIONE A BASSA PORTATA CN

Quando non vi è possibilità alcuna di captare energia solare, ovvero durante le ore notturne, il sistema è descritto ancora una volta dalla Figura 393. In questa configurazione di funzionamento il fluido termovettore viene prelevato dal serbatoio freddo alla temperatura media di 290°C e viene fatto circolare attraverso le stringhe allo scopo di mantenere in tutti i punti della rete idraulica del campo solare una temperatura adeguatamente maggiore di 238°C. i tubi e i serbatoi sono riscaldati opportunamente da serpentine predisposte al mantenimento delle temperature previste da progetto. Il fluido termovettore in uscita dal campo specchi si riversa nel serbatoio freddo a una temperatura di 275°C. per ogni modulo la portata di Sali viene mantenuta ad un valore di 3,2 kg/s, complessivamente 170 kg/s.

16.17 CAMPO SOLARE IN PRODUZIONE NORMALE CON DEFOCALIZZAZIONE DN

Tale modalità si attiva se, nel corso della modalità operativa di produzione normale SN, la temperatura in uscita dal campo specchi dovesse superare il valore di 560°C. In tale eventualità il sistema centrale di controllo interviene inviando al sistema di puntamento dei collettori un angolo di puntamento errato appositamente, allo scopo di non far salire ulteriormente la temperatura della miscela. Naturalmente la portata dei Sali viene in questo caso mantenuta al suo valore massimo di 344 kg/s.

16.18 IL FLUIDO TERMOVETTORE

16.18.1 RAFFRONTO FRA LE ALTERNATIVE POSSIBILI: MISCELA SALI FUSI – OLIO DIATERMICO

Il fluido termovettore costituito da Sali fusi rappresenta una delle innovazioni di questa tipologia di impianto solare ad alta temperatura e al tempo stesso uno dei punti di forza di questa nuova tecnologia.

Prima dell’adozione della miscela di sali fusi, gli impianti solari termici a specchi parabolici erano ad olio diatermico (miscela di ossido di Difenile e Bifenile) e seguivano lo schema di Figura 394.

Come abbiamo visto la presenza dei serbatoi di Sali fusi garantisce la continuità di funzionamento.

Al più, la miscela di Sali fusi è stata utilizzata precedentemente esclusivamente per l’accumulo di energia termica; in uno scambiatore di calore l’olio diatermico proveniente dal campo specchi cede parte della sua entalpia alla miscela di sali che, proveniente da un serbatoio freddo, si accumula, una volta avvenuto il processo di scambio termico, in un serbatoio caldo.

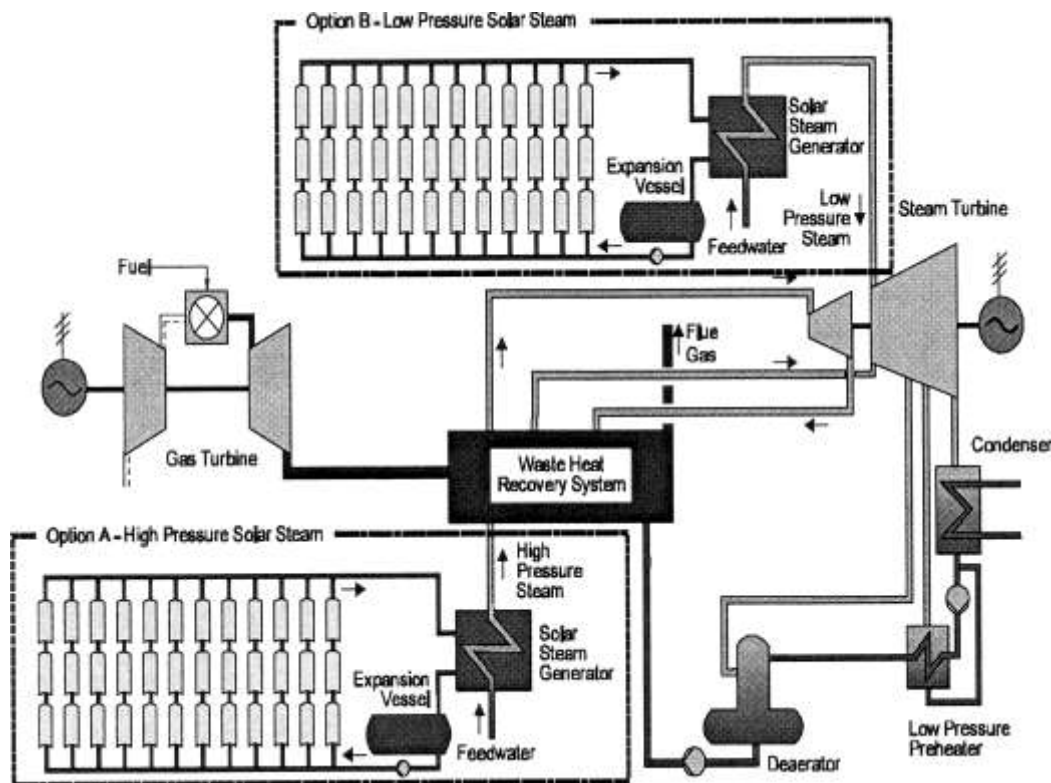



Figura 394: Centrale ad olio diatermico

Il processo è descritto in Figura 395.

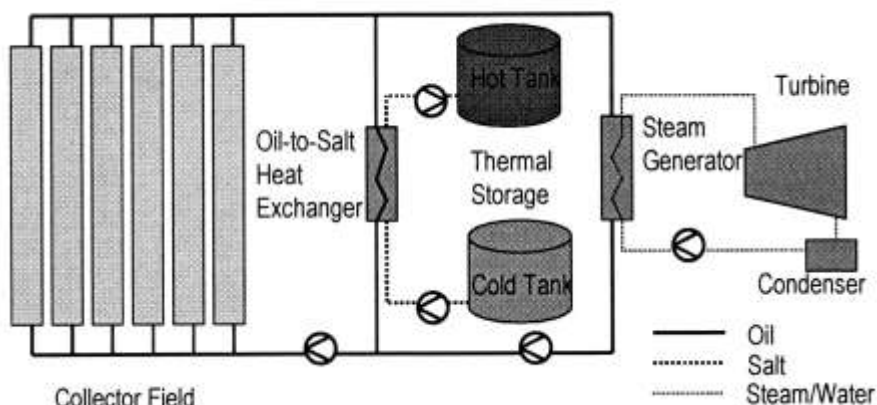



Figura 395: Combinazione olio diatermico – miscela sali fusi

Effettuando un paragone tra i sali fusi e l'olio diatermico osserviamo che l'olio ha un costo di circa dieci volte maggiore rispetto a quello dei sali, alle temperature di utilizzo possiede elevata infiammabilità (si avrebbero costi di realizzazione del sistema di accumulo e di tutto il ridondante sistema antincendio decisamente maggiori).

Inoltre la tensione di vapore dell' olio diatermico alla sua massima temperatura di processo è pari a 10,6 bar e ciò comporta la necessità di mantenere pressurizzate le varie parti impianto. Ancora, l'olio è una sostanza tossica, mentre i nitrati di sodio e potassio sono attualmente utilizzati come fertilizzanti.

Appare ora chiaro perché non siano mai stati realizzati sistemi di accumulo utilizzanti olio.

16.19 LA MISCELA DI SALI FUSI: NITRATO DI SODIO – NITRATO DI POTASSIO

Nell'ultimo trentennio l'interesse per la miscela di sali fusi, nitrato di sodio - nitrato di potassio, è cresciuto sempre più proprio per via delle applicazioni sul campo del solare termodinamico. Proprio per questo è stato possibile recuperare una innumerevole quantità di articoli riguardanti lo studio delle proprietà termofisiche della miscela di nostro interesse, pubblicati su riviste scientifiche dalla Sandia National Laboratories e da numerose università di tutto il mondo.

E' interessante notare come la maggior parte degli articoli abbiano in comune il metodo di analisi "DSC" *differential scanning calorimetry* utilizzato per la stesura del diagramma di fase.

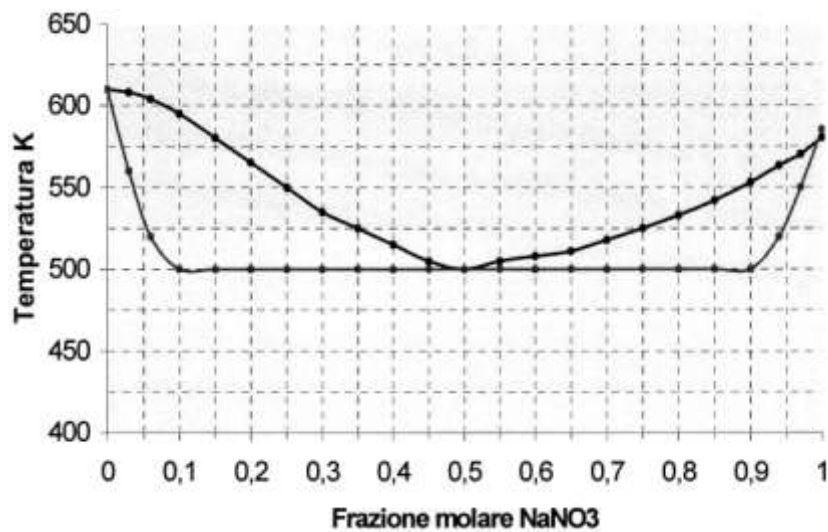



Figura 396: Diagramma di Stato miscela sali fusi

La scelta della composizione di utilizzo è dettata dalla necessità di avere un fluido con minore temperatura di fusione possibile; tale considerazione porterebbe dunque ad utilizzare una miscela con composizione eutettica e quindi, in base al diagramma di stato, equimolare.

Una breve analisi dei costi (il costo del nitrato di potassio è due volte il costo del nitrato di sodio) ha spinto ad adottare una composizione nominale di progetto pari al 64% in moli di nitrato di sodio (60% in massa). Il punto di inizio cristallizzazione per tale composizione della miscela è di 511 K (238°C).Si riporta sotto una tabella con le proprietà della miscela e le curve caratterizzanti densità, calore specifico, viscosità assoluta e conducibilità termica in funzione della temperatura.

Proprietà della miscela in fase liquida

Densità	kg/m^3	$\delta = 2090 - 0.636 * T$ (temp. espressa in °C)
Calore specifico	J/kg °	$C_p = 1443 + 0.172 * T$ (temp. espressa in °C)
Viscosità assoluta	mPa s	$\mu = 22.714 - 0.120 * T + 2.281 * 10^{4} * T^2 - 1.474 x 10^{7} * T^3$ (temp. espressa in °C)
Conducibilità termica	W/m °C	$k = 0.443 + 1.9 * 10^{-4} * T$ (temp. espressa in °C)

Tabella 114: Caratteristiche miscela

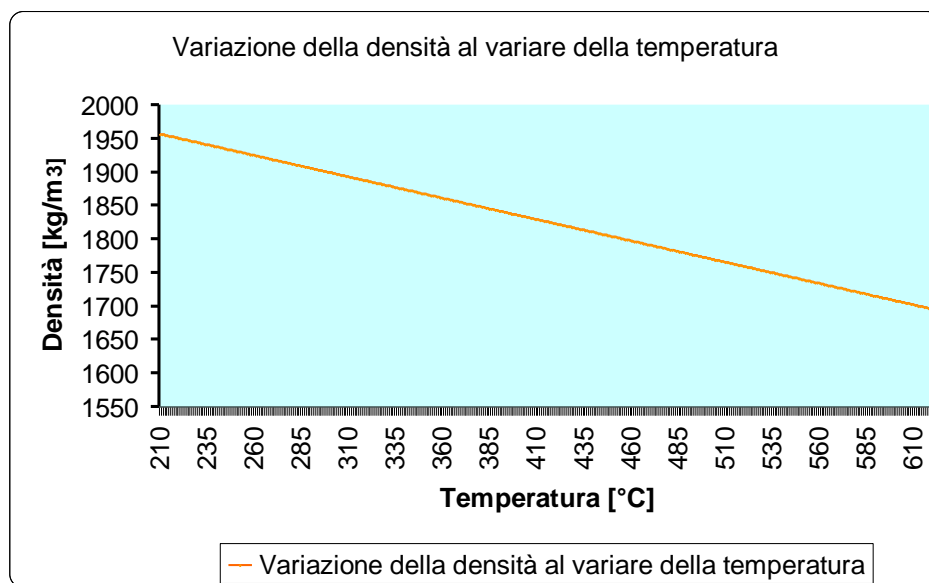



Figura 397: Sali fusi: densità in funzione della temperatura

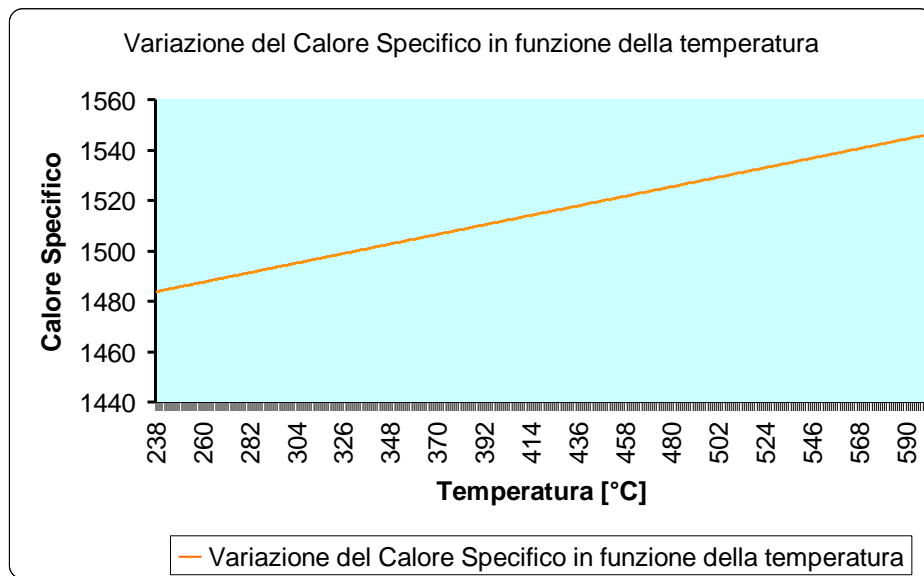



Figura 398: Sali fusi: calore specifico in funzione della temperatura

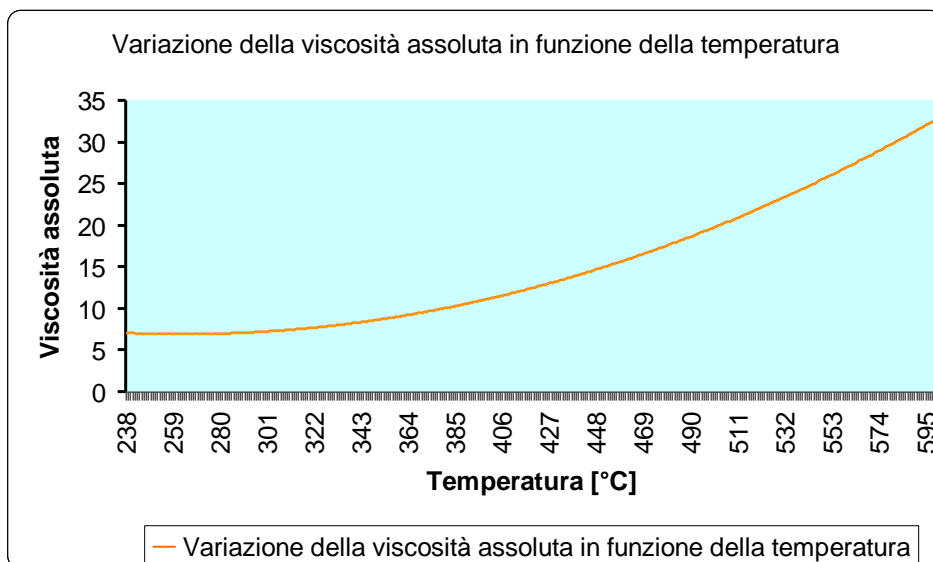



Figura 399: Sali fusi: viscosità assoluta in funzione della temperatura

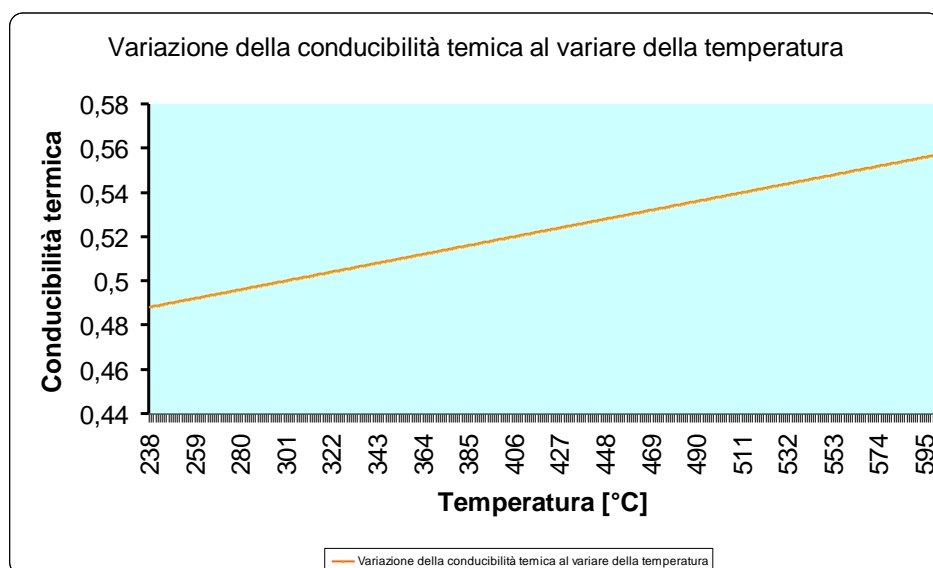



Figura 400: Sali fusi: conducibilità termica in funzione della temperatura

16.20 CONCLUSIONI SUL SOLARE TERMODINAMICO

L'integrazione dell'impianto solare termodinamico con sistemi per la generazione di potenza in assetto combinato è fortemente consigliata in quei siti dove vi è una significativa irradiazione solare (in Europa ad esempio nelle aree mediterranee).

Per altro è necessario sottolineare come impianti solari a specchi parabolici abbiano bisogno di terreni molto ampi per contenere la necessaria estensione del campo specchi.

Riguardo l'impatto socio-economico della zona, è importante evidenziare un prevedibile effetto positivo sull'occupazione, limitato per l'occupazione diretta, ma più ampio per l'indotto e le attività ricettive.

I rischi specifici dell'impianto solare sono legati ai riflessi dei collettori e alle caratteristiche dei nitrati. Tuttavia in entrambi i casi si tratta di rischi di limitata entità e per i quali sono possibili semplici precauzioni per contenerne le conseguenze.

Da quanto sopra detto si è può osservare come gli Impianti Solari Termodinamici sono integrabili in modo relativamente semplice a impianti di potenza ad assetto combinato. Naturalmente occorrono accurati studi che vanno dallo studio dell'irradiazione solare e l'esame del territorio all'analisi del GVR e dei possibili punti di spillamento del vapore.

A tal proposito si vuole sottolineare che nell' ambito della ormai consolidata collaborazione scientifica tra l'Enel ed il DIIM dell'Università degli Studi di Catania è stato sviluppato con successo il modello matematico complessivo dell'impianto di generazione Archimede.

È dunque auspicabile che tale tecnologia possa essere realizzata in un sempre maggior numero di impianti, allo scopo di ridurre le quantità di emissioni nocive nell'atmosfera e l'anidride carbonica inevitabile nei processi di ossidazione di combustibile di natura fossile.

Certamente i costi per la produzione di un siffatto impianto sono attualmente molto elevati, e probabilmente poco competitivi secondo quanto esitato dai recenti studi di fattibilità.

Tuttavia se la produzione fosse estesa a più impianti sul territorio e si avviasse una produzione in serie dei componenti dell'impianto, a seguito dell'economia di scala si avrebbe un netto abbattimento dei costi ed il tutto a favore di un domani più pulito, più vivibile, più "*naturale*", in una parola … ***sostenibile***. L'energia sta alla base di tutto.

La produzione di energia da fonti rinnovabili deve essere l'obiettivo comune di tutte le aziende del settore per un armonico sviluppo delle società del terzo millennio.

	U.M.	
Orientamento collettori		NS
Radiazione diretta normale	*kWh/(m² a)*	1.748
Radiazione media annua sui collettori [137]	*kWh/(m² a)*	1.415
Numero di collettori		318
Superficie collettori	*10^4 m²*	17,91
Potenza di picco del campo solare [138]	*MWt*	136,1
Temperatura serbatoio caldo	*°C*	550
Temperatura serbatoio freddo	*°C*	290
Portata sali fusi nel campo solare alla potenza di picco	*kg/s*	345,6
Energia solare massima (DNI)	*GWht/a*	313,1
Energia solare sul piano dei collettori	*GWht/a*	253,4
Energia solare trasferita al fluido	*GWht/a*	156.5
Rendimento medio annuo di raccolta [139]	*%*	61,8
Energia solare massima accumulabile	*GWht/a*	151.3
Capacità accumulo	*MWh*	500
Potenza termica massima del GV	*MWt*	64,4

[137] Tiene conto dell'orientamento dei collettori e dell'effetto delle loro ombre.
[138] Con un flusso solare di 1.000 Watt/m² e un'efficienza di picco dei collettori del 76%.
[139] Calcolato sull'energia solare sul piano dei collettori

Energia termica accumulata	*GWht/a*	149.9
Energia termica utilizzata	*GWht/a*	130,6
Frazione rispetto alla accumulata	*%*	87,2
Frazione rispetto a quella sul piano dei collettori	*%*	51,6
Potenza elettrica nominale	*MWe*	28,08
Efficienza alla potenza nominale	*%*	43,6
Energia elettrica lorda prodotta [140]	*GWhe/a*	55,9
Ore annue di funzionamento previste	*h/a*	5.110
Ore effettive di funzionamento	*h/a*	2.774
Fattore di utilizzazione dell'impianto [141]	*%*	38,9
Rendimento medio annuo elettrico netto sul DNI	*%*	17,3
Risparmio di energia primaria [142]	*TEP*	11.835
Emissione CO_2 evitata [142]	10^3 *kg*	36.306

Tabella 115: Parametri riassuntivi dell'applicazione all'impianto di Priolo Gargallo

[140] Per ottenere la produzione netta occorre detrarre l'assorbimento degli ausiliari relativi alla parte solare, stimati al 3% dell'energia prodotta.

[141] Rapporto tra l'energia prodotta e quella producibile se l'impianto lavorasse alla potenza nominale per tutte le ore di funzionamento previste.

[142] Si è considerato un consumo specifico termico medio di 2.184 kcal/kWh e un'emissione specifica di 670 g CO_2/kWh, dati medi ENEL 2003 per produzione termoelettrica.

17. IMPIANTI SOLARI FOTOVOLTAICI

Un altro interessante sistema di produzione di energia elettrica direttamente dall'energia solare è dato dai sistemi fotovoltaici. Questi hanno avuto un grande interesse di ricerca con l'industria aerospaziale, fin dagli anni '50, e in particolare per fornire energia elettrica ai satelliti.

17.1 FISICA DI BASE DELLE CELLE FOTOVOLTAICHE

La Fisica di base per il funzionamento di questi dispositivi è molto interessante e si basa anche su considerazioni quantistiche. In Figura 401 si ha la legge di emissione radiativa di Planck relativa ad un corpo ideale detto *corpo nero* e in Figura 402 si ha la rappresentazione grafica della stessa legge.

Figura 401: Legge di Planck per l'emissione radiativa del corpo nero

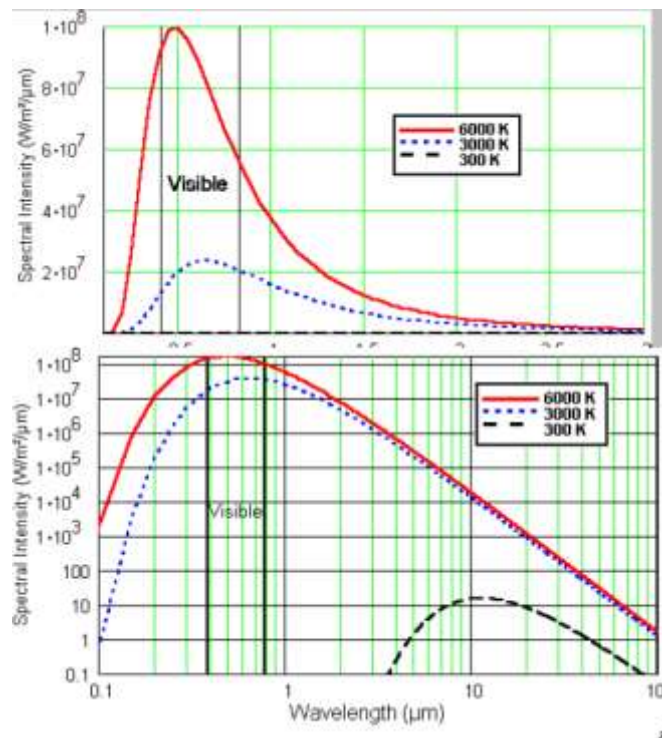



Figura 402: Distribuzione radiativa del corpo nero

L'intervallo di lunghezze d'onda fra 380 e 780 nm riveste grande importanza per l'Uomo perché esso si riferisce a radiazioni capaci di impressionare la retina degli occhi e quindi produrre la visione.

Noi chiamiamo **luce** la radiazione elettromagnetica compresa in questo intervallo: dalla Figura 402 e dalla Figura 403 si può osservare come la luce visibile rappresenti circa il 30% della radiazione solare fra 0 e 2500 nm (*radiazioni di bassa lunghezza d'onda*). Nella Figura 403 si ha, sovrapposta alla distribuzione radiativa di un corpo nero a 5879 K, la distribuzione della radiazione solare a livello del mare: si osservino i picchi di assorbimento dovuti ai gas presenti nell'atmosfera. Nella stessa figura è rappresentato l'intervallo di lunghezza d'onda della luce visibile, come sopra indicato, e si può osservare come, a causa dei picchi di assorbimento suddetti, la percentuale di queste radiazioni visibili è di circa 40-45% (*a seconda dell'altitudine e della trasparenza atmosferica*).

Tutti i corpi a temperatura T > 0 K emettono radiazioni elettromagnetiche che in genere non vediamo perché al di fuori dell'intervallo di visibilità. Alcuni corpi, ad esempio i filamenti delle lampade, a temperatura elevata (*in genere al di sopra 1000 K*) emettono radiazioni visibili, come si può osservare in Figura 404 ove si riporta anche la radiazione solare per confronto. In base alla teoria quantistica ad ogni radiazione è associata una energia data dalla relazione:

$$E = h\nu = \frac{h}{\lambda}$$

Con *h* costante di Planck, ν la frequenza e λ la lunghezza d'onda della radiazione considerata.

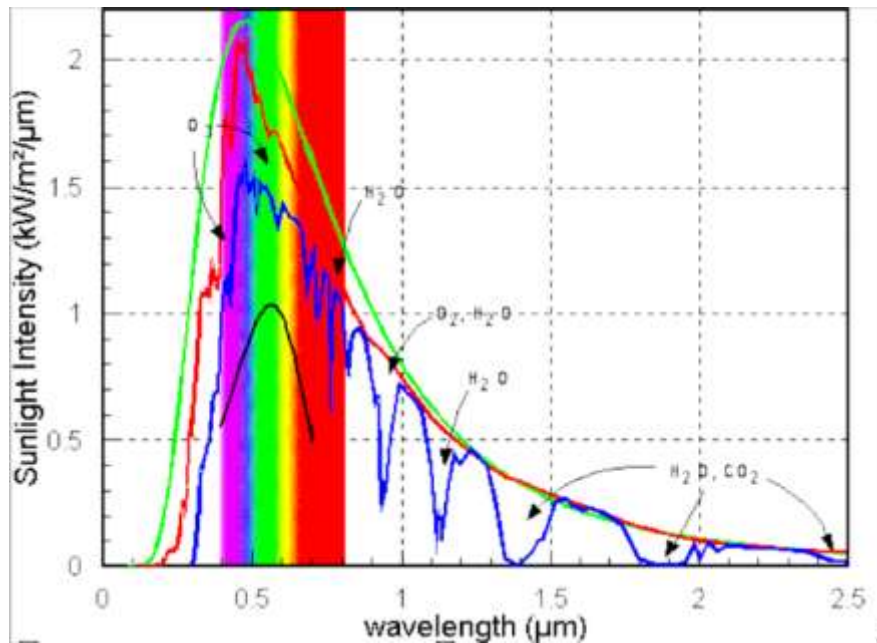



Figura 403: Distribuzione reale della radiazione solare

Se consideriamo giunzioni di particolari semiconduttori, caratterizzati da avere una matrice silicea con l'aggiunta di elementi droganti di tipo *p* se rendono libere cariche positive e di tipo *n* se rendono cariche negative, si fare in modo (*selezionando opportunamente la tipologia e i materiali costitutivi*) che la radiazione solare di particolare lunghezza d'onda (*e quindi particolare energia*) liberi una carica elettrica che può essere sottoposta ad un campo elettrico esterno e quindi dare una corrente elettrica.

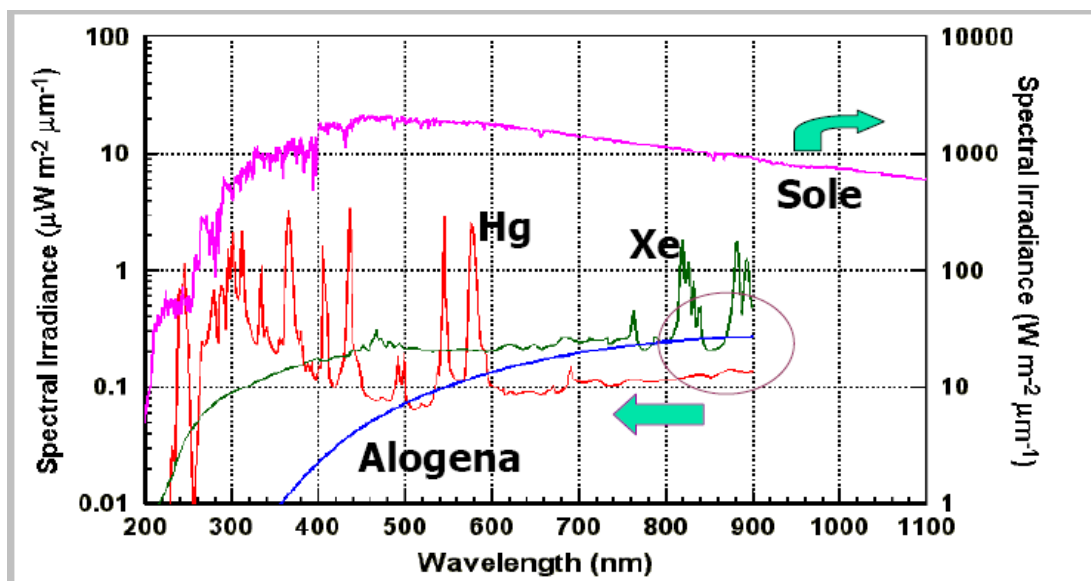



Figura 404: Distribuzione dello spettro di alcune sorgenti luminose

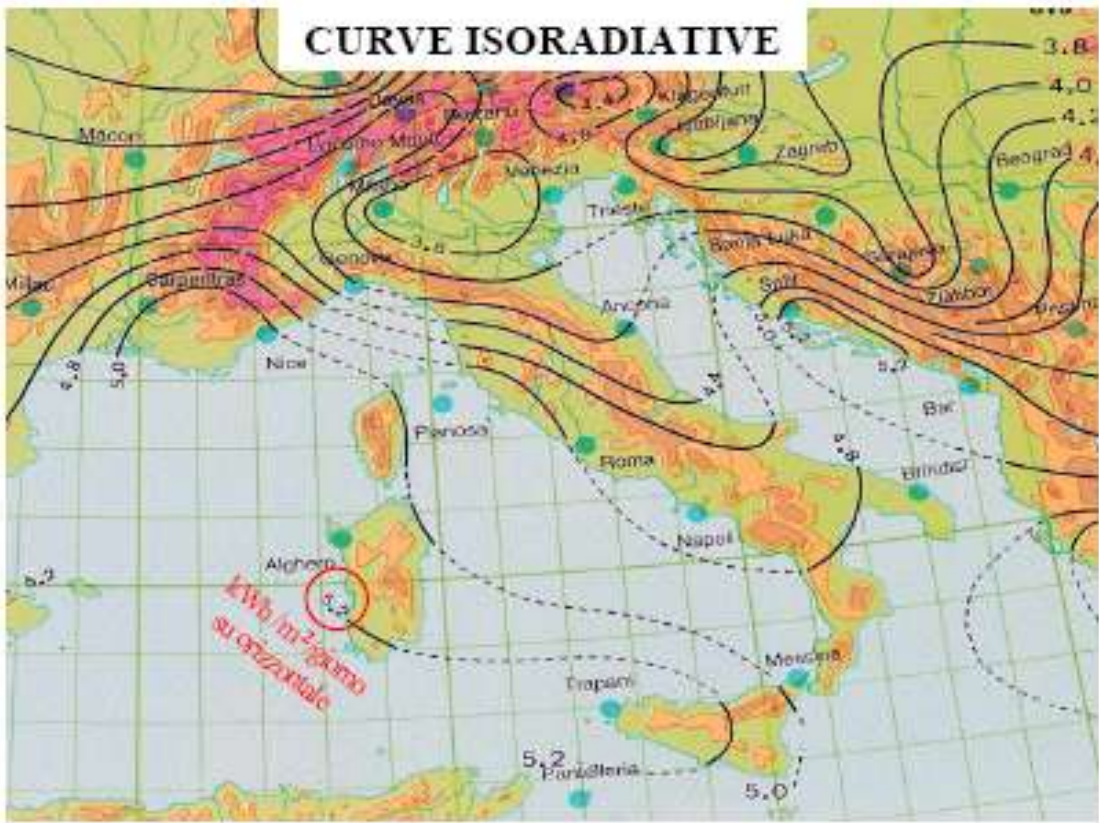



Figura 405: Curve isoradiative per l'Italia

		Radiazione giornaliera media mensile su superficie orizzontale (kWh/m² /giorno)											
prov.	comune	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
AL	Acqui Terme	1.53	2.36	3.83	4.86	5.75	6.39	6.39	5.39	4.03	2.69	1.72	1.25
AL	Alessandria	1,50	2,33	3,83	4,89	5,75	6,42	6,39	5,42	4,03	2,69	1,67	1,25
AL	Casale Monferrato	1,47	2,33	3,81	4,86	5,69	6,36	6,36	5,39	4,00	2,69	1,67	1,25
AL	Castelnuovo Scrivia	1.50	2.31	3.83	4.89	5.78	6.39	6.39	5.42	4.03	2.67	1.67	1.22
AL	Novi Ligure	1.50	2.31	3.81	4.86	5.78	6.39	6.39	5.42	4.03	2.69	1.67	1.22
AL	Ovada	1,53	2,33	3,81	4,86	5,75	6,42	6,39	5,42	4,03	2,69	1,69	1,25
AL	Serravalle Scrivia	1.50	2.31	3.81	4.86	5.78	6.39	6.39	5.42	4.03	2.69	1.69	1.22
AL	Tortona	1.50	2.31	3.81	4.86	5.78	6.39	6.39	5.42	4.03	2.67	1.67	1.22
AL	Valenza	1.50	2.33	3.83	4.86	5.75	6.39	6.39	5.42	4.03	2.69	1.67	1.25
AT	Asti	1.50	2.36	3.83	4.86	5.72	6.39	6.36	5.36	4.00	2.69	1.72	1.28
AT	Canelli	1.53	2.39	3.83	4.86	5.75	6.39	6.36	5.39	4.00	2.69	1.72	1.28
AT	Costigliole d'Asti	1.53	2.39	3.83	4.89	5.72	6.39	6.33	5.36	4.00	2.72	1.72	1.28
AT	Nizza Monferrato	1,50	2,36	3,83	4,89	5,75	6,39	6,36	5,39	4,03	2,69	1,69	1,28
AT	San Damiano d'Asti	1.50	2.39	3.83	4.86	5.69	6.36	6.33	5.33	4.00	2.72	1.75	1.28
BI	Biella	1,28	2,11	3,58	4,64	5,44	6,14	6,14	5,19	3,83	2,67	1,61	1,17
BI	Cossato	1.33	2.17	3.64	4.67	5.47	6.17	6.17	5.22	3.86	2.67	1.61	1.19
CN	Alba	1.50	2.39	3.81	4.86	5.69	6.36	6.31	5.33	4.00	2.72	1.75	1.31
CN	Barge	1.31	2.17	3.67	4.69	5.56	6.17	6.11	5.19	3.94	2.75	1.72	1.22
CN	Borgo San Dalmazzo	1.47	2.33	3.78	4.78	5.64	6.22	6.17	5.22	4.00	2.81	1.83	1.31
CN	Bra	1,50	2,36	3,81	4,83	5,67	6,31	6,25	5,28	4,00	2,75	1,78	1,31

kWh = MJ / 3,6

Tabella 116: Radiazione mensile media in alcune località

In Figura 406 sia ha una sezione di una cella fotovoltaica con l'indicazione degli strati di semiconduttori: un fotone di energia $h\nu$ opportuna può rompere il legame che lega la carica elettrica alla struttura cristallina del semiconduttore rendendola libera e quindi disponibile per il circuito di polarizzazione esterno, come schematizzato in Figura 407. La corrente che una cella fotovoltaica può

rendere disponibile all'utilizzatore (*cioè al carico esterno*) dipende dalla tensione di alimentazione ed è riportata in curve dette *caratteristiche* delle celle, come rappresentato in Figura 408.

Si tratta comunque di corrente continua che deve poi essere convertita in corrente alternata mediante particolari dispositivi detti *inverter* prima di essere inviata ad una utenza domestica.

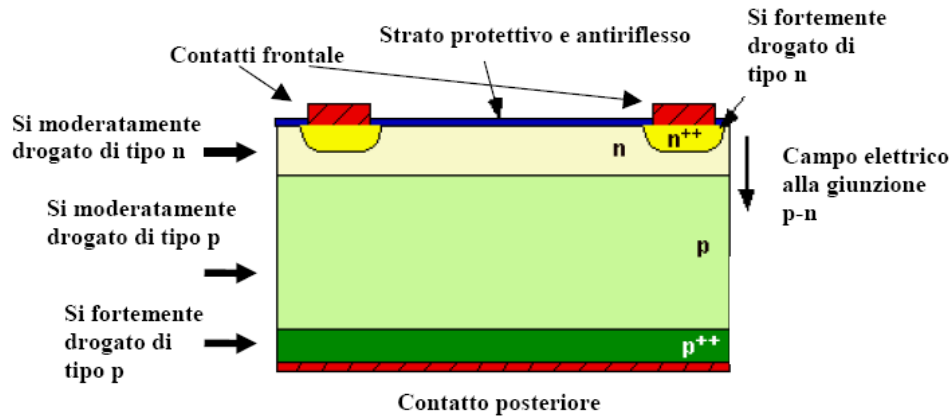



Figura 406: La cella fotovoltaica

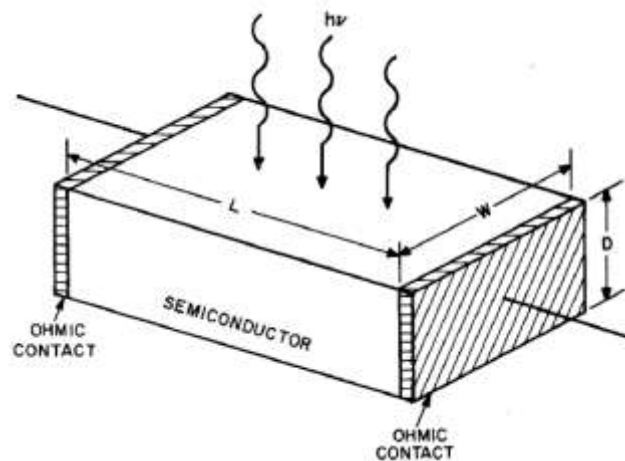



Figura 407: Schema di funzionamento della cella fotovoltaica

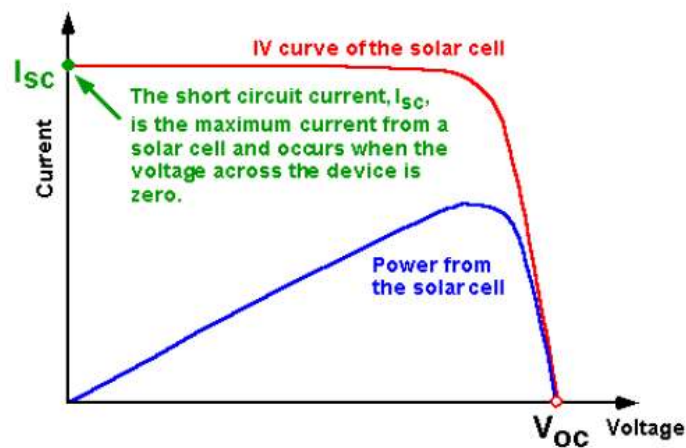



Figura 408: Curva caratteristica tensione – corrente per una cella solare

Il rendimento massimo teorico della trasformazione di energia solare in energia elettrica è del 32%. Le celle fotovoltaiche attualmente disponibili hanno un rendimento dal 10% al 28 % circa, ma sono allo studio celle avanzate con rendimenti molto maggiori.

Ad esempio il rendimento delle celle fotovoltaiche ad arseniuro di gallio-antimoniuro di gallio raggiunge una efficienza del 35%, con un costo di produzione dell'energia elettrica cinque volte maggiore di quello con celle tradizionali. In Figura 410 si ha uno schema elettrico semplificato per un utilizzo domestico dei sistemi fotovoltaici.

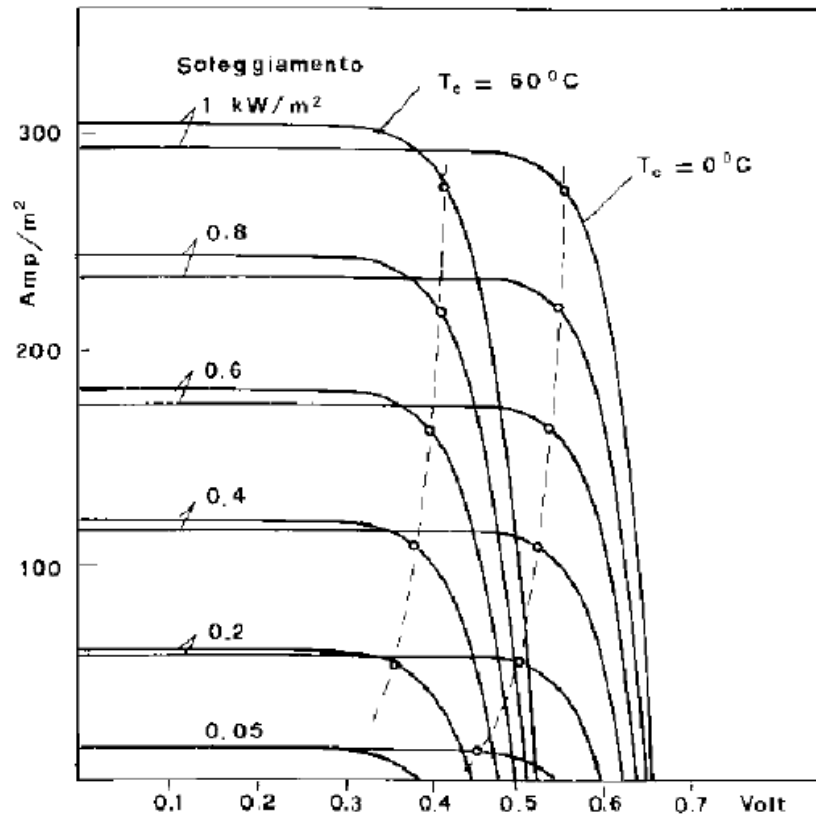



Figura 409: Esempio di curve caratteristiche per una cella fotovoltaica

Si osservi che la produzione di energia elettrica è *sincrona* con la disponibilità della radiazione solare e pertanto solo durante le ore diurne possiamo produrre energia elettrica.

Se vogliamo utilizzare nelle ore serali l'energia elettrica prodotta di giorno dalle celle fotovoltaiche dobbiamo accumularla in accumulatori elettrici in modo da avere un uso asincrono dalla radiazione solare.

Questo ulteriore dispositivo di accumulo rende critico l'intero processo di produzione di energia elettrica mediante le celle fotovoltaiche perché si tratta di un dispositivo costoso e di durata limitata.

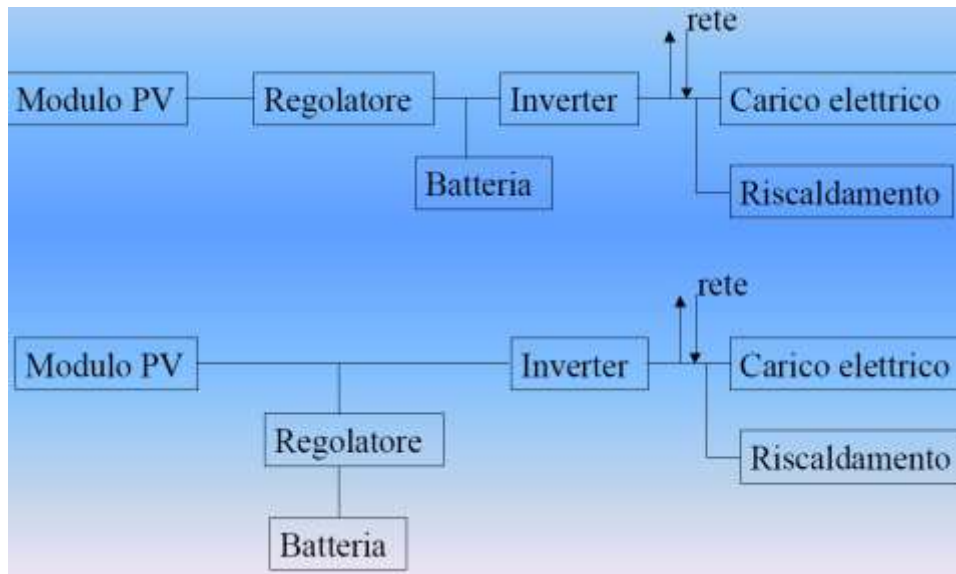



Figura 410: Configurazione di rete in sistemi residenziali

In definitiva perché si possa avere un *sistema fotovoltaico* occorre avere almeno tre componenti: il generatore fotovoltaico, il sistema di accumulo e il sistema meccanico di supporto delle celle fotovoltaiche (vedi Figura 411).

Le celle fotovoltaiche sono di solito raggruppate in matrici in modo da ottenere una tensione ed una corrente nominale meglio utilizzabile nelle applicazioni domestiche o industriali.

I moduli, di solito composti da 36 celle, sono assemblati come indicato in Figura 414 e in Figura 416 e in Figura 415 ove sono visibili le connessioni elettriche interne delle celle.

In pratiche i moduli fotovoltaici sono dei pannelli di dimensioni di 30-40 cm x 60 – 80 cm (*con potenza di circa 40- 50 W di picco*) che debbono essere posizionati in modo opportuno in modo da raccogliere la maggiore quantità di energia solare.

Figura 411: Componenti fondamentali di un sistema fotovoltaico

DESCRIZIONE GENERALE

Il modello multicristallino NE-Q5E2E fa parte di una più ampia gamma di moduli fotovoltaici, frutto di un'esperienza pluri decennale che ha posto Sharp tra i maggiori protagonisti mondiali dell'energia solare. Questo modulo è concepito per una lunga durata e per la massima affidabilità in qualsiasi situazione ambientale. Il modello NE-Q5E2E è ideale sia per utenze connesse alla rete elettrica (grid connected) sia per utenze isolate (stand alone).

CARATTERISTICHE

1. Modulo ad alta potenza di picco (165W) composto da celle solari multicristalline da 125mm. Efficienza complessiva del modulo pari a 12,7%.
2. Presenza di diodi bypass per minimizzare la perdita di potenza dovuta ad eventuali fenomeni di ombreggiamento. Trattamento antiriflettente e struttura BSF (Back Structure Field) per migliorare l'efficienza di conversione della cella, che raggiunge il valore di 14,6%.
3. Impiego di vetro temperato, resine EVA, strati impermeabili e cornice in alluminio per una lunga durata in ogni situazione meteorologica.
4. Tensione in uscita adatta a batterie da 24 V CC.
5. Terminali di uscita: cavi precablati a connessione rapida impermeabile.

Figura 412: Data Sheet di una cella fotovoltaica

SPECIFICHE

Cella	Celle solari di silicio multicristallino di 125mm di lato
Numero di celle e connessioni	72 in serie
Applicazione tipica	Per sistemi a batteria CC 24 V
Tensione massima di sistema	600 V CC
Corrente nominale dei fusibili	10 A
Potenza di picco	156,8 W (minima)
Dimensioni	1575 x 826 x 46 mm
Peso	17 kg
Conformità	CE, TÜV

TOLLERANZE

Parametri	Valori	Unità
Temperatura di utilizzo	da –40 a +90	°C
Temperatura di stoccaggio	da –40 a +90	°C
Tensione di isolamento dielettrico	2200 max	V CC

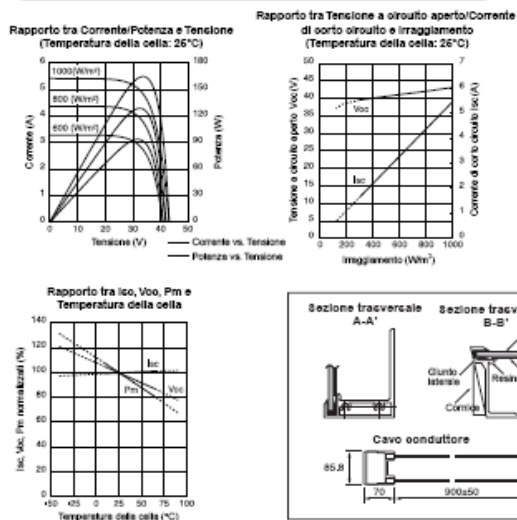
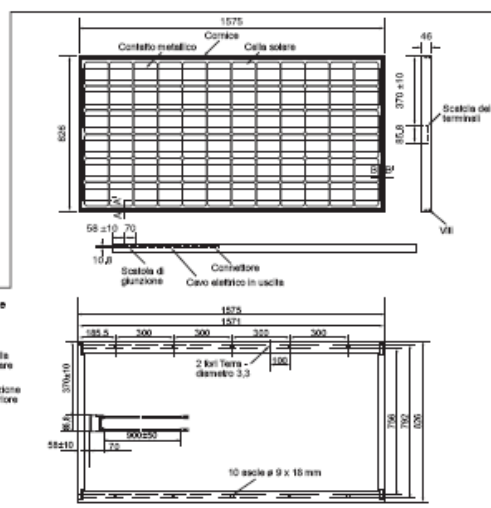
TERMINALI DI USCITA

Tipo di terminale	Cavo precablato a conness. rapida

CARATTERISTICHE ELETTRICHE

Modello		NE-Q5E2E			
Parametri	Simbolo	Minimo	Tipico	Unità	Condizioni
Tensione a circuito aperto	Voc	-	43,1	V	Irraggiamento 1000 W/m²
Tensione alla massima potenza	Vpm	-	34,6	V	
Corrente di corto circuito	Isc	-	5,46	A	
Corrente alla massima potenza	Ipm	-	4,77	A	
Potenza di picco*	Pm	156,8	165,0	W	Temperatura del modulo: 25°C
Efficienza della cella	ηc	-	14,6	%	
Efficienza del modulo	ηm	-	12,7	%	

* Tolleranza ± 5%

CURVE CARATTERISTICHE

DIMENSIONI

In assenza di conferma mediante specifici protocolli tecnici, SHARP non si assume nessuna responsabilità per ogni problema che nascesse dall'utilizzo di pannelli SHARP mostrati in brochures e cataloghi.

• Design e specifiche tecniche soggette a cambiamento senza preavviso

Figura 413: Caratteristiche tecniche e costruttive di un pannello fotovoltaico

Per fare questo si utilizzano dei sistemi di supporto che possono essere fissi o mobili (*per inseguire il sole nel suo cammino apparente*), come illustrati in Figura 417. In ogni caso la posa in opera dei pannelli solari fotovoltaici pone gli stessi problemi dei sistemi a collettori piani di tipo termico visti nel paragrafo precedente.

Si deve sempre risolvere un problema di tipo *architettonico* che pone anche, in sub ordine, problemi di *impatto visivo* non indifferenti.

Nelle figure seguenti si hanno esempi di installazione di pannelli solari in edifici sfruttando le superfici orizzontali (*tetti*), verticali (*pareti*) o inclinate.

Si osserva che l'impatto visivo è uno dei maggiori ostacoli all'utilizzo dei sistemi solari aventi superfici di captazione di dimensioni non trascurabili.

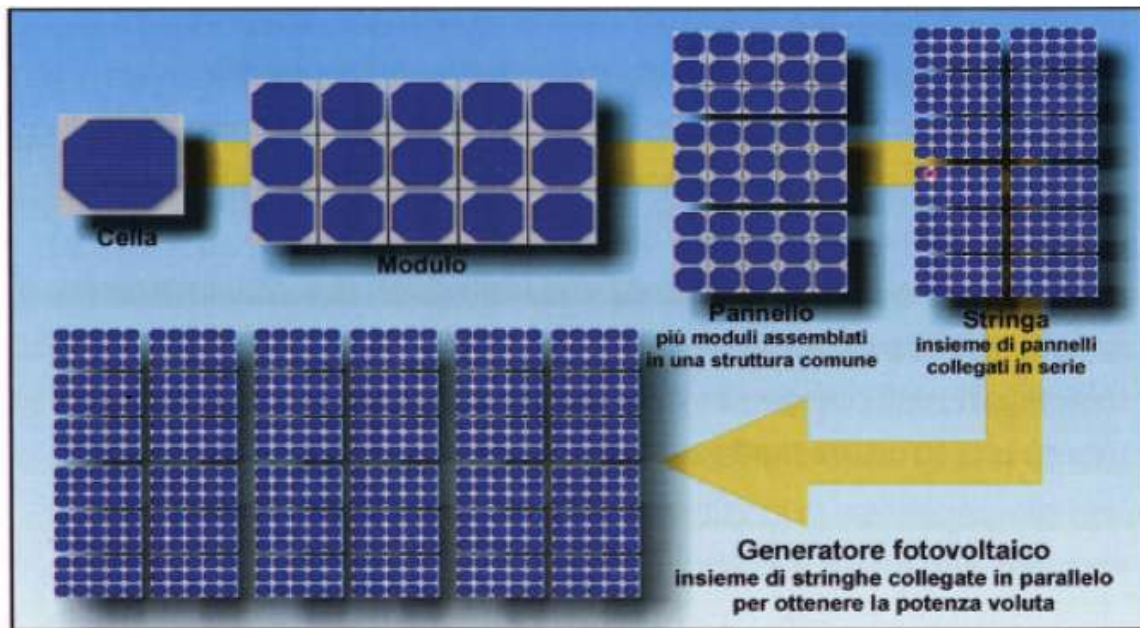



Figura 414: Modulo di celle fotovoltaiche

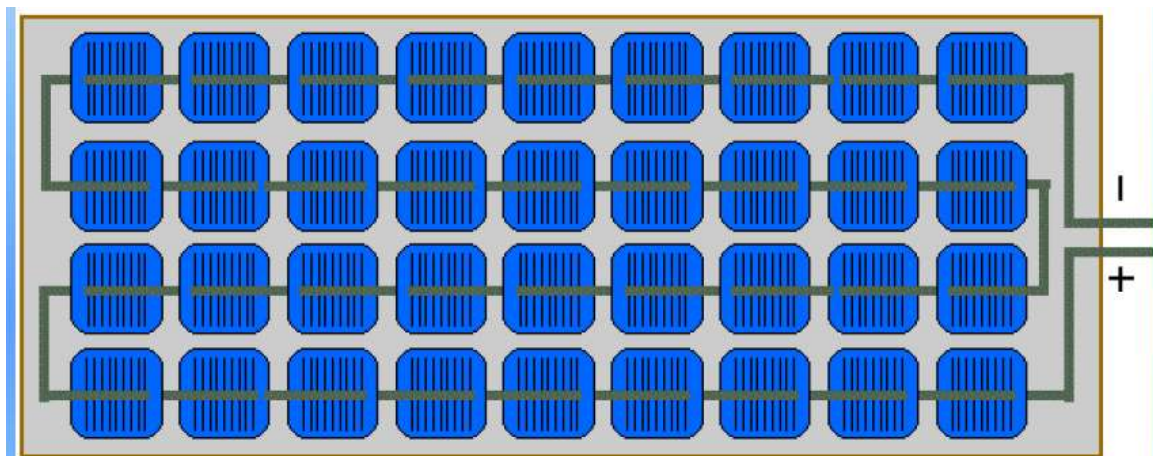



Figura 415: Connessione circuitale dei moduli fotovoltaici

Figura 416: Particolare dell'array di celle fotovoltaiche

Figura 417: Tipologia di posa : a inseguimento, a cavalletto, su pali

Figura 418: Tetto fotovoltaico - Esempio di installazione

Figura 419: Problemi di installazione sui tetti

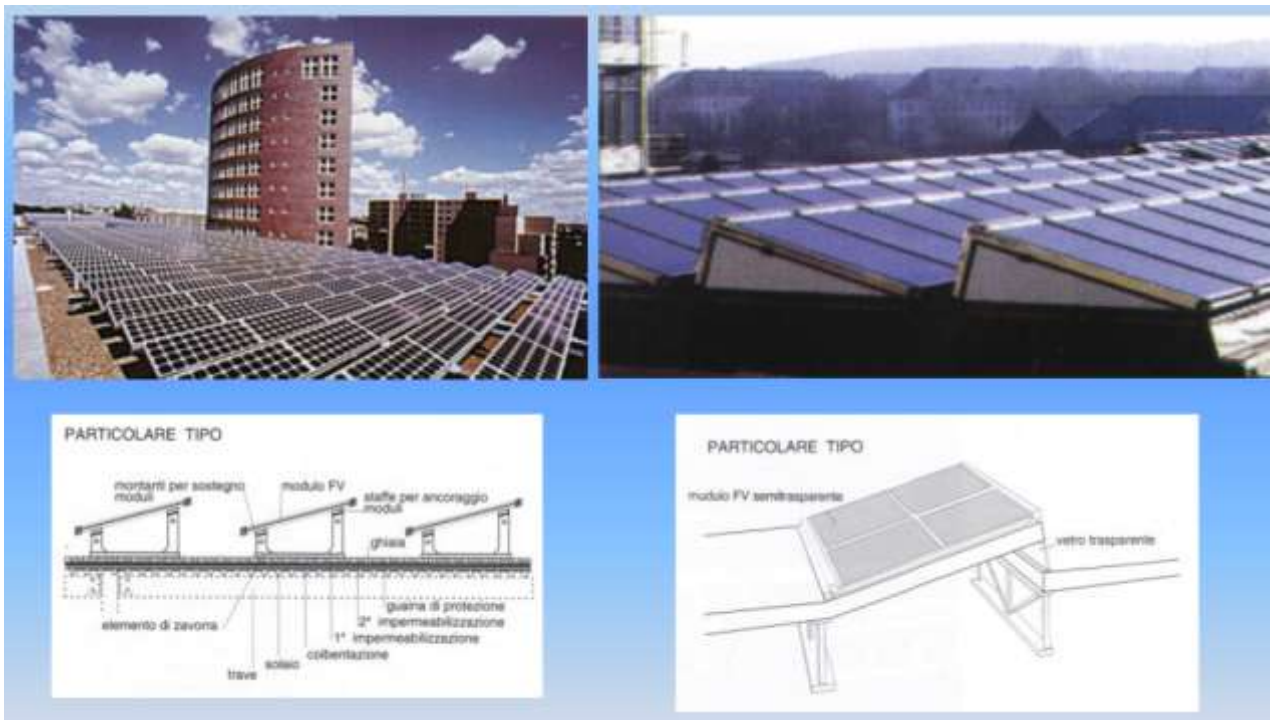



Figura 420: Particolari di installazione sui tetti

Dal punto di vista dell'incidenza dei sistemi fotovoltaici sul totale dei consumi elettrici in Italia si deve osservare che siamo ancora lontani dall'avere apporti significativi. Il costo dei sistemi fotovoltaici è ancora elevato a causa, fra l'altro, del ridotto mercato presente.

Figura 421: Installazione su facciate verticali

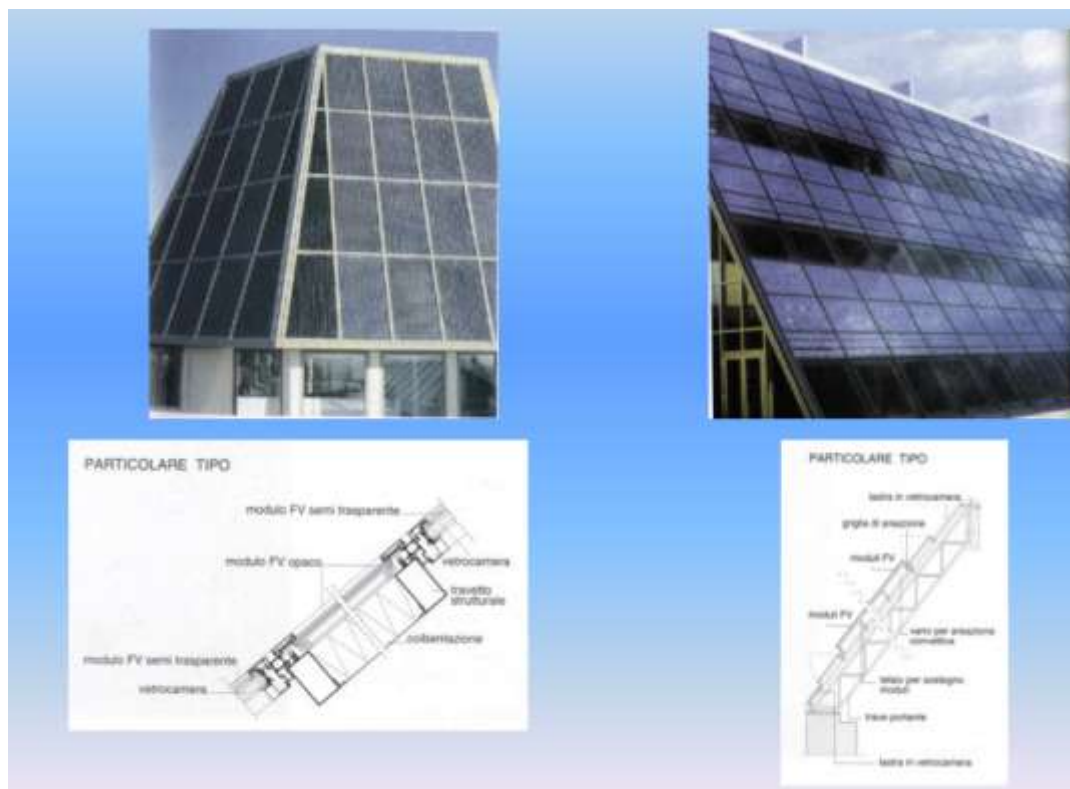



Figura 422: Installazione su facciate inclinate

Lo Stato, in relazione all'attuazione degli accordi di Kyoto per la riduzione di circa il 6.6% dei gas serra, fornisce contributi significativi ai privati per l'installazione dei soffitti solari – fotovoltaici e in più consente di avere un contratto di allacciamento con la rete elettrica nazionale tale da evitare l'installazione, se si vuole, degli accumulatori elettrici. In pratica durante il giorno l'energia prodotta viene venduta al Gestore della Rete e di sera viene riacquistata: la rete elettrica nazionale fa da accumulatore elettrico.

Il vantaggio che si ha è immediato: durante le ore di maggiore insolazione si ha anche il maggior carico elettrico e pertanto la cessione in rete di energia elettrica riduce l'esigenza di importazione di energia dall'estero.

Tuttavia si osserva che quando si è data applicazione alla L. 9/91 (*Piano Energetico Nazionale*) favorendo la produzione privata di energia elettrica si è incentivata la vendita dell'energia prodotta con un provvedimento, noto come **CIP 6**, che vedeva il prezzo del kWh venduto all'ENEL pari a circa 200 L di allora.

Successivamente, esaurita la fase iniziale di incentivazione, si è posto fine al CIP 6 e in più l'ENEL (ora *Gestore Nazionale Rete Elettrica*) non accetta più la vendita di energia elettrica autoprodotta se non con potenze e certe garanzie che solo grandi produttori possono fornire.

Questa politica si è rivelata disastrosa sia per l'esistenza dei piccoli produttori di energia elettrica sia per lo sviluppo dei sistemi di *cogenerazione* (dei quali si parlerà più avanti) limitando, di fatto, l'interazione con la rete elettrica (serbatoio elettrico).

Si ha un fondato sospetto che si percorrerà la stessa strada anche per la vendita in rete di energia elettrica autoprodotta con sistemi fotovoltaici non appena si esaurirà la spinta incentivante iniziale. Del resto tutte le misure di incentivazione hanno durata limitata !

Si vedrà negli anni prossimi se anche per l'energia fotovoltaica si avrà un insuccesso come quello avuto con l'energia solare termica. si ricorda ancora la campagna dell'ENEL per gli scalda acqua solari che non ha innescato la nascita di un mercato autosufficiente dei pannelli solari.

I sistemi fotovoltaici si prestano bene anche per la costruzione di piccole centrali di potenza come quella di *Vulcano* da 80 kWep (vedi Figura 423) e di *Serre* (vedi Figura 424) da 3.3 MWep.

Figura 423: Installazione di pannelli nell'isola di Vulcano – Potenza 80 kWep

Figura 424: Impianti da 3.3 MWep di Campo Serre (Salerno)

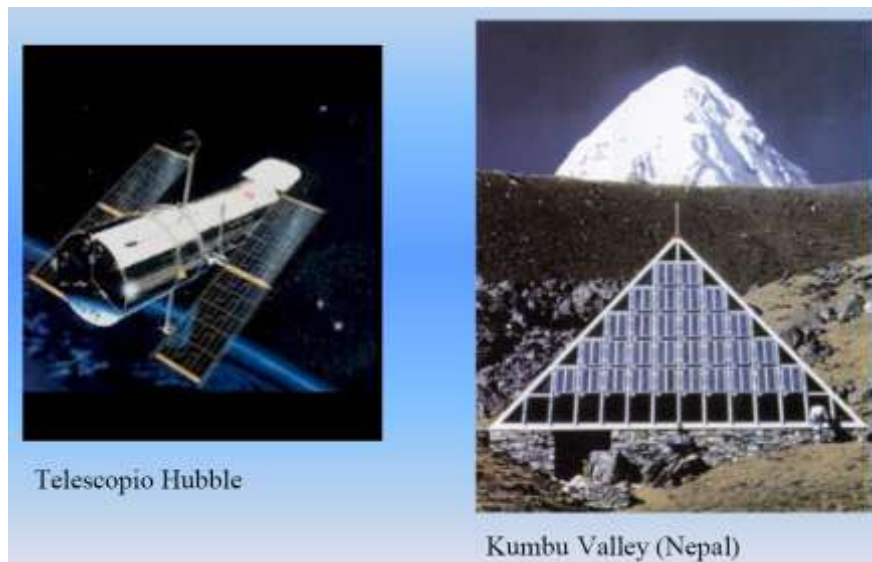



Figura 425: Installazioni particolari di pannelli fotovoltaici

Probabilmente i costi di installazione iniziali sono ancora elevati e i tempi di *pay back* non proprio esaltanti, tuttavia le centrali fotovoltaiche offrono numerosi vantaggi che spesso non hanno un riscontro economico. Esse sono ecologiche, sono compatibili con lo sviluppo sostenibile e possono essere installate in luoghi che presentano problemi di logistica notevoli, come per la centrale di Vulcano o in genere là dove si ha una scarsa accessibilità ai luoghi, come illustrato in Figura 425.

17.2 DIMESIONAMENTO DELL'IMPIANTO FOTOVOLTAICO

Per dimensionare gli impianti fotovoltaici si utilizzano gli stessi dati già visti in precedenza per la disponibilità dell'energia solare. Si rimanda al $14.4 per ulteriori dettagli.

17.3 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI FOTOVOLTAICI

I sistemi fotovoltaici possono vantaggiosamente essere utilizzati per:

- Sistemi autonomi (*stand alone*)
- Sistemi connessi alla rete (*grid connected*)
- Centrali fotovoltaiche
- Sistemi integrati negli edifici

Nel caso dei sistemi autonomi si hanno utenze difficilmente collegabili alla rete perché ubicati in aree poco accessibili. In genere le utenze con bassi consumi di energia non rendono conveniente il costo dell'allacciamento (esempio tipico delle utenze nelle isole). Per le utenze connesse alla rete si utilizza come sistema di accumulo la rete principale. In questo caso si utilizzano contatori bidirezionali. Senza lo scambio con la rete si dovrebbero utilizzare gli accumulatori di energia con conseguenti alti costi.

Controllo di potenza

Per regolare la tensione in uscita dalle celle fotovoltaiche occorre un sistema di controllo (*BOS Balance Of System*) che ne mantenga costanti i valori. Le funzioni svolte sono:

- Regolatore di cariche delle batterie preservando gli accumulatori da un eccesso di carica o scarica;
- Dispositivo di inseguimento del punto di massima potenza;
- Convertitore CC/CA o inverter nel caso si richieda la CA per l'utenza o questa sia connessa in rete;
- Dispositivo di controllo per adattare la tensione alla rete (filtraggio delle armoniche e rifasamento).

Potenzialità del fotovoltaico

La quantità di energia elettrica prodotta dipende:

- Dalla superficie dell'impianto
- Dalla posizione dei moduli (angolo rispetto all'orizzontale ed angolo di orientamento rispetto al Sud)
- Radiazione solare incidente sul sito
- Efficienza dei moduli
- Efficienza del sistema di regolazione (BOS)
- Temperatura di funzionamento.

Se si ipotizza che il modulo fotovoltaico presenti un'efficienza linearmente dipendente dalla temperatura si ha la relazione:

$$\eta = \eta_R \left[1 - \beta\left(T_c - T_R\right)\right]$$

Ove η_R è il prodotto dell'efficienza di riferimento della cella per il fattore di riempimento del modulo mentre T_R è la temperatura di riferimento per l'efficienza precedente. β è il coefficiente di efficienza di temperatura della cella.

Un bilancio energetico del modulo fotovoltaico fornisce la potenza elettrica utile prodotta:

$$E = AI_\beta \tau\eta = AI_\beta \tau\alpha - AU_L\left(T_c - T_a\right)$$

Ove I_β è l'intensità dell'energia solare incidente sul piano del modulo;

- U_L è il coefficiente di dispersione termica del modulo;
- τ la trasmissività solare della copertura protettiva;
- α il fattore di assorbimento della cella

Tenendo conto che U_L è almeno un ordine di grandezza maggiore del gruppo si ottiene la seguente espressione approssimata per il rendimento (sottostimata al 5%):

$$\eta = \eta_R \left\{ -\beta\left(T_a - T_R\right) - \frac{\beta\tau\alpha I_\beta}{U_L} \right\}$$

La media mensile dell'energia elettrica giornaliera prodotta dalla cella si ottiene integrando sul mese il valore istantaneo e dividendo per il numero N di giorni del mese:

$$\bar{E} = \frac{1}{N}\int_{mese} E dt = \int_{mese} AI_\beta \tau\alpha\eta dt = A\tau\bar{H}_b\bar{\eta}$$

Dove è la media mensile della radiazione solare giornaliera incidente sul piano del modulo, τ è il valore medio mensile della trasmissività.

Il valore medio mensile dell'efficienza del modulo è dato da:

$$\bar{\eta} = \frac{\int_{mese} \eta I_\beta dt}{\int_{mese} I_\beta dt} = \frac{\eta_R}{N\bar{H}_\beta}\left[\int_{mese} I_\beta dt - b\int_{mese}\left(T_a - T_R\right) I_\beta dt - \frac{\beta}{U_L}\int_{mese} \tau\alpha I_\beta{}^2 dt\right]$$

Il primo integrale è la radiazione solare mensile sulla superficie del modulo, il secondo integrale è la differenza fra la temperatura ambiente media mensile pesata con l'intensità della radiazione T'_a e la temperatura di riferimento mentre il terzo integrale va valutato in termini del prodotto medio mensile trasmissività - assorbimento ed una variabile adimensionale V definita come:

$$V = \frac{n\int_{mese} I_\beta{}^2 dt}{N\bar{H}^2\beta}$$

Con n numero di ore o di secondi nel giorno. La variabile di riferimento viene espressa nella forma:

$$V = aX^2 + bX + c$$

Con i seguenti valori:

$$X = \frac{\dfrac{\bar{R}}{\bar{R}_n}}{\left(\omega'_s 1{,}548\bar{K}_h\right) + \left(\left(1 - 1{,}548\bar{K}_h\right)\omega_s\right)}$$

Ove si hanno:

$$a = 12{,}16\bar{K}_h^{\,2} - 9{,}88\bar{K}_h + 0{,}80$$
$$b = -1{,}90\bar{K}_h^{\,2} - 9{,}79\bar{K}_h + 10{,}15$$
$$c = 2{,}04\bar{K}_h^{\,2} + 1{,}23 - 0{,}58$$

Con $\bar{K}_h$ indice di trasparenza atmosferica e con il simbolismo già visto per il calcolo della radiazione solare.

17.4 CONTO ENERGIA

A partire dal D.L. 387/2005 gli impianti fotovoltaici sono stati incentivati con contribuiti diretti per l'acquisto e l'installazione. Con il D.M. 19-02-2007 è stato modificato il precedente metodo di incentivazione introducendo il concetto di "***conto energia***". Il nuovo decreto semplifica molto le procedure necessarie per l'attivazione del conto energia e in particolare occorre presentare una domanda per la richiesta di attivazione del conto energia entro 60 giorni dalla fine dei lavori di installazione dell'impianto fotovoltaico. L'Utente potrà vendere l'energia prodotta al gestore elettrico nazionale, ricevendo periodicamente:

- per gli impianti **da 1 a 3 kWp**[143] una cifra di 0,40 € per ogni kWh prodotto per gli impianti su tetto piano o posti in giardino, 0,44 € per gli impianti con i pannelli fotovoltaici fissati sulle tegole, **0,49 € per gli impianti solari con i pannelli inseriti al posto delle tegole** (integrati architettonicamente).
- per gli impianti **superiori a 3kWp sino a 20 kWp** una cifra di 0,38 € per ogni kWh prodotto per gli impianti su tetto piano o posti in giardino, 0,42 € per gli impianti con i pannelli fotovoltaici fissati sulle tegole, 0,46 € per gli impianti solari con i pannelli inseriti al posto delle tegole (integrati architettonicamente nelle falde dei soffitti degli edifici.)
- per gli impianti **superiori a 20kWp** una cifra di 0,36 € per ogni kWh prodotto per gli impianti su tetto piano o posti in giardino, 0,40 € per gli impianti con i pannelli fotovoltaici fissati sulle tegole, 0,44 € per gli impianti solari con i pannelli inseriti al posto delle tegole (integrati architettonicamente).

Con questo nuovo contributo solare vengono in effetti **premiati gli impianti piccoli sino a 3000Wp come massimo e quelli integrati architettonicamente viene premiato anche il risparmio energetico**: le tariffe verranno incrementate fino ad un massimo del **30%** se dopo aver installato l'impianto fotovoltaico si affronteranno lavori di ristrutturazione che portino anche ad un dimostrabile abbattimento del consumo energetico della propria abitazione.

Per esempio se dimostrerò di risparmiare il 40 % di energia, allora il contributo verrà incrementato del 50 % di questo risparmio, cioè del 20%. In pratica grazie al **conto energia** potrò vendere l'energia prodotta ad un prezzo di circa **due volte e mezzo il prezzo** a cui poi il gestore stesso me la rivende per i miei scopi privati. In base al meccanismo sopra accennato è conveniente installare impianti dimensionati per il carico elettrico della propria abitazione perché l'eccesso risulta meno conveniente.

---

143 Si indica con ***kWp*** la potenza elettrica di picco prodotta. Si ricordi che la potenza generata in un giorno ha un valore medio pari a circa W_m= kWP/1.42.

18. ENERGIA EOLICA

Una fonte di energia certamente rinnovabile e assolutamente eco-compatibile è quella eolica. L'energia eolica, a stretto rigore, altro non è che una forma indiretta di energia solare, poiché il movimento delle masse d'aria è innescato dalle disunformità nel riscaldamento terrestre (diverso riscaldamento dell'equatore rispetto ai poli nord e sud; della terra ferma rispetto al mare; ecc.)

Mulini a vento ad asse verticale

Le prime macchine (mulini a vento persiani) erano macchine ad asse verticale, realizzati con vele inizialmente in tela e poi in legno collegate a grandi ruote orizzontali, messe in rotazione dalla pressione generata dal vento sulle vele. Simili macchine furono in uso anche in Cina (13° secolo AC) e, più tardi, si diffusero in Europa.

Figura 426: La prima turbina eolica - F. Brush (1849-1929)

Fra le macchine ad asse verticale ricordiamo quella basata sul rotore Savonious (1924) e quella di Darrieus (1920)

Nei tempi antichi l'energia cinetica del vento venne inizialmente impiegata per scopi propulsivi; la produzione di energia meccanica dal vento è più recente: pare che i primi mulini a vento risalgano a non più di qualche migliaio d'anni fa.

Per quanto riguarda la generazione di energia elettrica, le macchine ad asse verticale non richiedono dispositivi per l'orientazione del rotore; moltiplicatore e generatore sono al suolo, il che semplifica le operazioni di manutenzione; per contro non traggono pieno vantaggio della maggior velocità del vento e della minor turbolenza alle maggiori altezze dal suolo.

Mulini a vento ad asse orizzontale

Si svilupparono quando i mulini a vento si diffusero in Europa (nel Medioevo, ai tempi delle crociate): una ruota verticale mette in rotazione un albero (verticale) mediante opportuni sistemi ad

ingranaggio. Le prime macchine di questo tipo comparvero in Francia ed in Inghilterra; successivamente si diffusero anche in America e trovarono svariati impieghi (tipicamente come aeropompe); nei Paesi Bassi essi trovarono largo impiego.

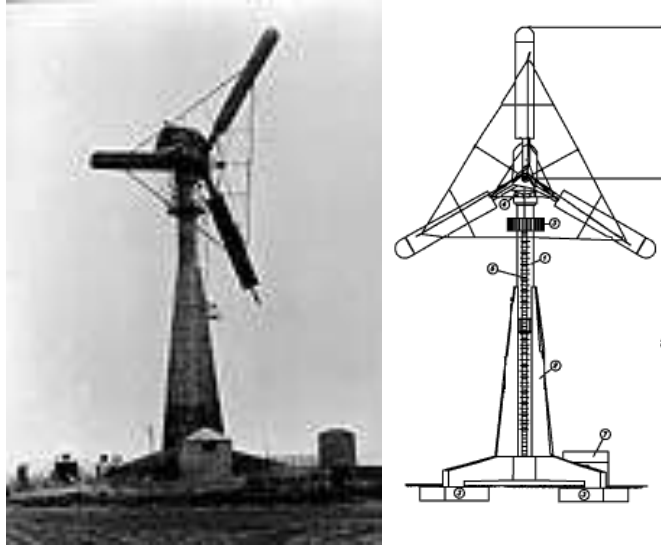



Figura 427: Gedser Wind Turbine (1956-57)

Generazione di energia elettrica

Il primo mulino a vento accoppiato ad un generatore elettrico ("*aerogeneratore*" o "*aeromotore*") venne realizzato verso la fine del 19° secolo (in Danimarca). Solo dopo la prima guerra mondiale si costruirono le prime vele con profili aerodinamici per mulini a vento e le nuove macchine assunsero in seguito la denominazione di "turbine eoliche".

Figura 428: Mulini ad assi verticali e primo impianto con turbine da 630 kW

Nel 1940 negli Stati Uniti fu costruita una macchina da 1250 kW bipala (installata a 610 m di altitudine, sul Grandpa's Knob, in Vermont), con una torre di 34 m; un rotore di 55 m di diametro, a 28 giri/min nominali.

Il rotore si ruppe nel 1945 per fatica ed in seguito il progetto venne abbandonato in quanto allora l'energia eolica non poteva economicamente competere con la produzione di energia elettrica da centrali a combustibile fossile e idroelettriche.

Indirettamente l'energia eolica è figlia dell'energia solare poiché si tratta di spostamenti di massa d'aria innescati da surriscaldamenti locali dovuti alla radiazione solare. Tutta la meteorologia è figlia della distribuzione dell'energia solare sulla Terra.

Questi impianti sono concettualmente semplici: l'energia dinamica dell'aria in movimento mette in azione un mulino a pale opportunamente sagomate che a sua volta aziona un generatore elettrico per la produzione di energia elettrica.

Oggi sono disponibili pale che possono entrare in azione con velocità di 2-4 m/s. La fattibilità economica di questi impianti è assicurata in zone particolarmente ventose durante tutto l'anno.

Figura 429: Azione del vento

Figura 430: Utilizzo dell'energia eolica

Figura 431: Campo di generatori eolici su terraferma

Figura 432: Campo di generatori eolici in mare

Figura 433: Generatori eolici in mare – torre da 133 m e diametro di 122 m

La scelta dei siti di installazione delle pale a vento è effettuata, oltre che in base all'indice di ventosità, anche in funzione dell'inquinamento acustico prodotto da questi generatori. Pertanto sono favoriti i siti lontani dai centri abitati o addirittura in mare.

In Sicilia è già attiva una Legge Regionale che incentiva l'installazione di questi sistemi di conversione. Si conta di avere una potenza elettrica installata di almeno 500 MWe. L'energia prodotta è direttamente immessa nella rete del GRNT. Il costo medio è di circa 1.000.000 €/MWe a seconda della taglia dell'impianto. Sono in corso diverse iniziative nazionali e regionali per l'installazioni di campi di generatori eolici e l'incidenza di potenza elettrica così prodotta potrà arrivare al 5% della potenza totale prodotta in Italia.

18.1 LE RISORSE EOLICHE IN ITALIA

L'Italia, situata al centro di un bacino chiuso come quello del Mediterraneo, non è interessata dai venti di forte intensità e di andamento regolare che spirano in altre parti della terra.

Per l'Italia settentrionale risulta trascurabile l'apporto dell'intera pianura padana, mentre buone velocità medie del vento si riscontrano in località alpine e appenniniche al di sopra degli 800-1000 m di quota.

Le zone costiere dell'Italia centro-settentrionale presentano velocità medie più elevate sul versante tirrenico che su quello adriatico, mentre le località interne del centro offrono situazioni alquanto varie.

L'Italia meridionale e le isole sono caratterizzate in genere da buone velocità del vento, che pongono queste regioni tra le più interessanti dal punto di vista dello sfruttamento dell'energia eolica nel nostro paese.

Per quanto riguarda l'andamento stagionale si ha una certa prevalenza del periodo inverno-primavera al sud e nelle isole, nonché alle alte quote alpine e appenniniche e nelle regioni costiere. Le zone interne del nord e del centro (alle basse quote) presentano invece una ventosità maggiore nel periodo primavera-estate.

Studi sulle prospettive eoliche in Europa attribuiscono alla fonte eolica la possibilità di coprire l'1% del fabbisogno energetico italiano.

18.2 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DELLE MACCHINE EOLICHE

Potenza totale disponibile

La potenza totale disponibile in una corrente di vento è pari al flusso di energia cinetica KE_i, ovvero

$$P_{tot} = \dot{m}\, KE_i = \dot{m}\frac{V_i^2}{2}$$

Nella quale,

P_{tot} = potenza totale, W

$\dot{m}$ = portata in massa, kg/s

V_i = velocità del flusso incidente, m/s

La portata in massa è data dalla equazione di continuità

$$\dot{m} = \rho A V_i$$

Nella quale,

ρ = densità dell'aria, kg/m^3

A = sezione normale alla corrente, m^2

Dunque,

$$P_{tot} = \frac{1}{2}\rho A V_i^3$$

Risulta quindi che la potenza totale disponibile nella corrente è proporzionale al cubo della sua velocità, all'area intercettata e alla densità dell'aria incidente.

18.3 LA RISORSA EOLICA

Per la progettazione di una Wind Farm è necessario conoscere la disponibilità della risorsa eolica. L'informazione sul potenziale eolico deve essere riferita a periodi significativi (anno, stagione, anni), e non semplicemente a dati puntuali.

La scelta del tipo di generatore, e della disposizione dei generatori all'interno del parco dipende fortemente da questa analisi. Lo studio è di tipo prettamente statistico: esso dipende dalla probabilità di occorrenza di una certa intensità di vento nell'arco di un tempo definito.

Anche la probabilità di occorrenza di eventi straordinari dovrebbe essere presa in considerazione

18.3.1 DISTRIBUZIONE DI WEIBULL

Si definisce la funzione densità di probabilità p(u):

$$f(u)=\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)$$

La funzione cumulativa è definita da:

$$F(u)=1-\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)$$

- u = velocità del vento
- η = parametro di scala (anche "c" od "A"):
- si riferisce alla media, e quindi indica "quanto" un sito è ventoso
- β = parametro di forma, adimensionale (anche "k"): indica quanto le velocità tendono ad essere concentrate attorno ad un valore (*peaked distribution*)

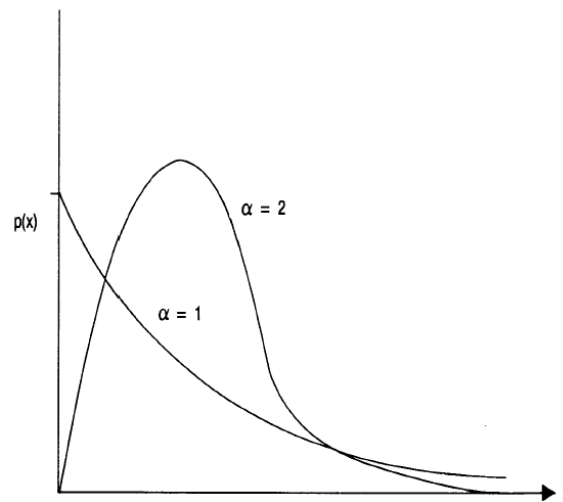



Figura 434: Tipica distribuzione di Weibull

- β = 2 → Distribuzione di Rayleigh
- β = 1 → Distribuzione esponenziale
- (il fatto che la distribuzione non sia simmetrica è detto "Skeweness")

Noti η e β (c e k) si calcola la u più probabile:

$$u_{MP}=\eta\left(\frac{\beta-1}{\beta}\right)^{1/\beta} \qquad \text{(m/s)}$$

La u che trasporta la max energia in *(m/s)*

$$u_{MaxE}=\eta\left(\frac{\beta+2}{\beta}\right)^{1/\beta}$$

Densità di potenza in *(W/m²)*

$$\frac{P}{A}=\int_0^{\infty}P(u)\,f(u)\,du=\frac{1}{2}\rho\eta^3\Gamma\left(\frac{\beta+3}{\beta}\right)$$

Densità di energia del vento per un dato periodo T :

$$\frac{E}{A}=\frac{1}{2}\rho\eta^3\Gamma\left(\frac{\beta+3}{\beta}\right)T$$

dove la funzione Γ è :

$$\Gamma(x)=\int_0^\infty t^{x-1}e^{-t}dt$$

18.3.2 TURBINA IDEALE

In questa ipotesi 'energia disponibile nel vento è completamente estratta e si ha che:

- P aumenta tra $u_{cut\text{-}in}$ (u_I) e u_{rated} (u_R), e quindi resta costante fino a $u_{cut\text{-}out}$ (u_0);
- la P a velocità nominale (Rated wind speed) è:

$$P_R=\frac{1}{2}\rho AV_R^3$$

L'energia prodotta in tutto l'intervallo è :

$$E_{TW}=T\int_0^\infty P(u)\,f(u)\,du=T\left(\int_{u_I}^{u_R}P(u)\,f(u)\,du+\int_{u_R}^{u_O}P_R\,f(u)du\right)$$

e sostituendo le espressioni per P(u) = (1/2) ρ A u^3 e P_R si ottiene:

$$E_{TW}=\frac{\rho}{2}TA\left(\int_{u_I}^{u_R}u^3\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)du+u_R^3\int_{u_R}^{u_O}\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)\right)^{\beta}du\right)$$

Questo è riferito al caso ideale. L'integrale deve essere risolto con metodi numerici.

18.3.3 TURBINA REALE

Non è possibile estrarre tutta l'energia dal vento (il flusso dovrebbe arrestarsi completamente sul rotore). La potenza effettiva P_T prodotta dalla turbina :

$$P_T(V)=\begin{cases}0 & ,V<V_I\\(a_1V^3+a_2V^2+a_3V+a_4)P_R & ,V_I\le V<V_R\\P_R & ,V_R\le V<V_O\\0 & ,V\ge V_O\end{cases}$$

L'energia effettivamente estraibile dal vento è dunque:

$$E_{TA}=T\int_{u_I}^{u_O}P_T(u)f(u)du=TP_R\int_{u_I}^{u_R}\left(a_1u^3+a_2u^2+a_3u+a_4\right)\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)du+$$

Rendimento della macchina (*Wind Turbine Efficiency*)

Rapporto tra E_{reale} (E_{TA}) e E_{ideale} (E_{TW}): (in accordo con la teoria di Betz (vedi più avanti), non può superare 0.59)

$$\eta=\frac{E_{TA}}{E_{TW}}$$

Capacity Factor C_F

Rapporto tra l'energia reale estratta in un dato periodo e quella che si avrebbe facendo lavorare la turbina alla potenza nominale per lo stesso arco di tempo *(con $E_{TR}=TP_R$)*

$$C_F=\frac{E_{TA}}{E_{TR}}=\int_{u_I}^{u_R}\left(a_1u^3+a_2u^2+a_3u+a_4\right)\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)du+\int_{u_R}^{u_O}\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right)du$$

Availability Factor A_F

Misura della percentuale di tempo in cui la turbina è operativa :

$$A_F = P\left(u_I \le u < u_O\right) = \int_{u_I}^{u_O} \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta-1} \exp\left(-\left(\frac{u}{\eta}\right)^{\beta}\right) du$$

A_F aumenta al diminuire della velocità di *Cut-in* e al crescere di quella di *Cut-out* e di quella media. Considerare separatamente rendimento η e coefficienti C_F ed A_F porterebbe a considerazioni erronee: è possibile avere un elevato A_F ma con basso rendimento elettrico della macchina e viceversa.

Il giusto approccio consiste quindi nel valutare nel loro complesso i parametri, così da ottimizzare il più possibile lo sfruttamento delle risorse con il minor costo.

La maggiore energia nel vento si trova a velocità superiori a quella media, vedi Figura 435 per la quale si hanno i valori:

- Media (7 m/s)
- Mediana (linea nera, 6.6 m/s)
- Moda (5.5 m/s)

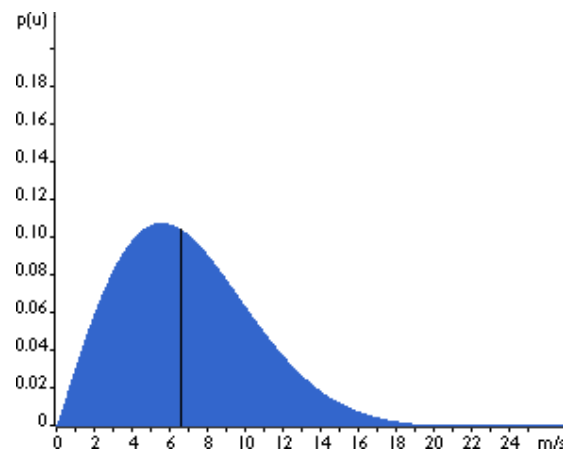



Figura 435: Utilizzo dell'energia eolica

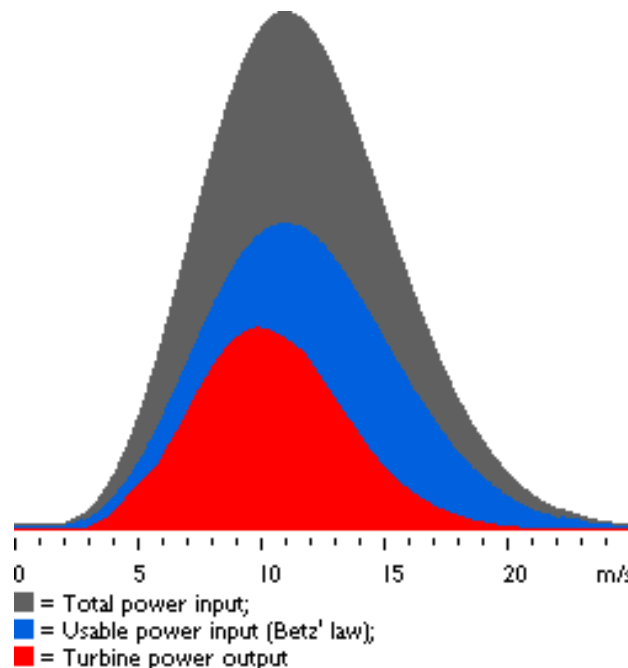
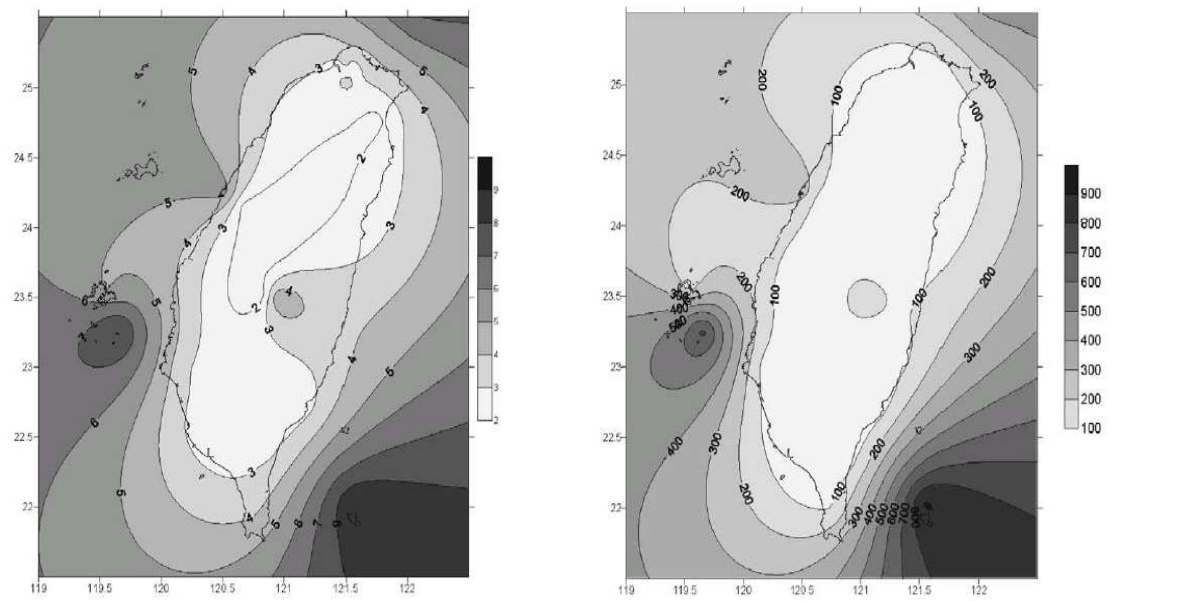



Figura 436: Distribuzione di Weibull e utilizzo dell'energia eolica

Yearly wind speed distribution of Taiwan (10 m over the ground level, m/s). Yearly wind power density distribution of Taiwan (10 m over the ground level, W/m²).

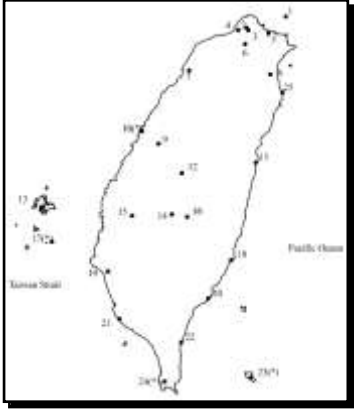



Figura 437: Distribuzione del vento a Taiwan

Monthly wind characteristics and wind turbine characteristics at Wuchi (No.10)

Month	Shape parameter k	Scale parameter c (m/s)	Mean wind speed V (m/s)	Most probable wind speed V_{MP} (m/s)	Wind speed carrying maximum energy V_{MaxE} (m/s)	Mean wind power density P/A(W/m²)	Wind energy generated by an ideal wind turbine E_{TW} (KWh)	Actual wind energy output from a wind turbine E_{TA} (KWh)	Availability factor A_F	Capacity factor C_F	Wind turbine efficiency η
January	1.99	8.12	7.19	5.71	11.52	429.42	4.89E+05	1.64E+05	0.783	0.344	0.334
February	1.89	7.78	6.91	5.24	11.38	399.50	4.53E+05	1.52E+05	0.753	0.320	0.336
March	1.71	6.48	5.78	3.88	10.18	262.92	3.04E+05	1.08E+05	0.645	0.227	0.354
April	1.61	5.27	4.73	2.89	8.70	155.44	1.83E+05	6.89E+04	0.527	0.145	0.377
May	1.58	4.45	4.00	2.36	7.47	96.55	1.12E+05	4.40E+04	0.430	0.093	0.392
June	1.74	4.63	4.13	2.83	7.20	94.22	1.10E+05	4.38E+04	0.461	0.092	0.400
July	1.61	4.21	3.77	2.30	6.95	79.20	9.07E+04	3.59E+04	0.398	0.076	0.396
August	1.47	4.06	3.68	1.87	7.29	83.58	9.59E+04	3.73E+04	0.376	0.078	0.388
September	1.31	5.07	4.68	1.68	10.30	208.04	2.23E+05	7.57E+04	0.480	0.159	0.340
October	1.63	7.28	6.52	4.06	11.90	402.04	4.26E+05	1.38E+05	0.686	0.290	0.323
November	1.67	7.70	6.88	4.46	12.34	457.89	4.77E+05	1.51E+05	0.715	0.318	0.317
December	1.96	8.26	7.33	5.73	11.85	461.24	5.16E+05	1.69E+05	0.785	0.356	0.328

Tabella 117: Esempio di dati di distribuzione dell'energia eolica

18.4 POTENZA MASSIMA UTILIZZABILE (TEORIA DI BETZ)

Consideriamo una macchina ad asse orizzontale con girante tipo elica (la turbina eolica attualmente del tipo più comune).

Wind-Energie

und ihre Ausnutzung durch Windmühlen

Von

Dipl.-Ing. Dr. Albert Betz

Göttingen :: Vandenhoeck & Ruprecht :: 1926

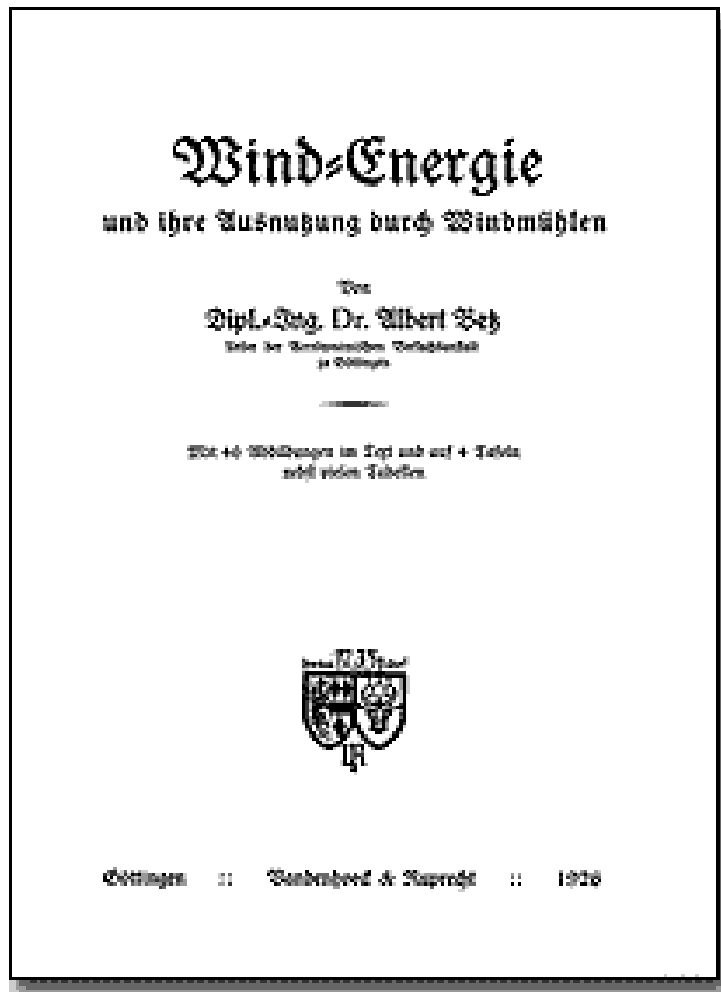



Figura 438: Frontespizio della pubblicazione di Betz

Assumiamo che la girante della turbina abbia uno spessore *a-,b* che la pressione e la velocità del vento incidente, sufficientemente lontano dalla turbina, siano P_i e V_i, e che all'uscita la pressione e la velocità del vento, di nuovo sufficientemente lontano dalla macchina, siano, rispettivamente, P_e e V_e. La velocità V_e risulterà inferiore a V_i poiché energia cinetica è stata estratta dalla turbina dalla corrente.

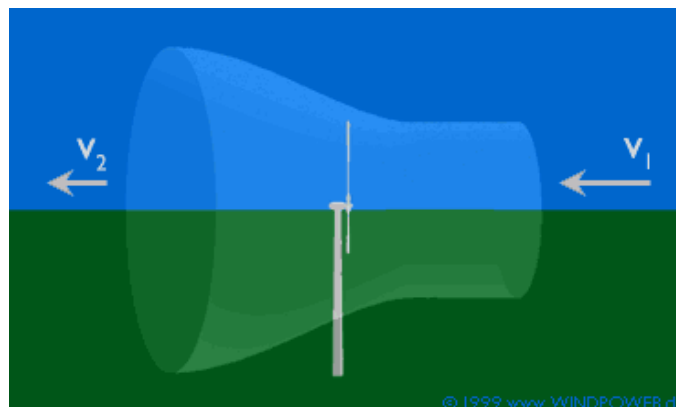



Figura 439: Ipotesi di Betz

Si assume un modello mono-dimensionale di un rotore ideale. Il rotore è un disco permeabile; Ideale (nessun attrito, nessuna componente rotazionale).

Il rotore rallenta il flusso da $\mathbf{V_0}$ (*upstream*) ad $\mathbf{u}$ (nel piano del rotore) e quindi $\mathbf{u_1}$ (*downstream*). Le linee di flusso divergono.

Considerando l'aria incidente compresa fra *i* ed *a* come un sistema termodinamico, ed assumendo costante la sua densità (una approssimazione valida poiché pressione e temperatura variano poco rispetto ai valori iniziali, dell'ambiente), nell'ipotesi che non vi siano variazioni nell'energia potenziale e che non vi sia cessione o estrazione di lavoro e calore (fra *i* ed *a*) l'equazione della conservazione della energia si può scrivere come

$$P_i + \rho \frac{V_i^2}{2} = P_a + \rho \frac{V_a^2}{2}$$

Analogamente, per la regione di uscita *b-e*:

$$P_e + \rho \frac{V_e^2}{2} = P_b + \rho \frac{V_b^2}{2}$$

La velocità del vento attraverso la turbina diminuisce da *a* a *b*, poiché parte della sua energia cinetica è convertita in lavoro. La velocità del vento non decresce bruscamente, ma gradualmente, passando dal valore V_i di avvicinamento al valore V_a e poi raggiungendo il valore V_e. Dunque $V_i > V_a$ e $V_b > V_e$, conseguentemente $P_a > P_i$ e $P_b < P_e$; cioè la pressione del vento cresce quando esso si avvicina alla macchina e cresce quando si allontana da essa.

Combinando le equazioni precedenti si ottiene

$$P_a - P_b = (P_i + \rho \frac{V_i^2 - V_a^2}{2}) - (P_e + \rho \frac{V_e^2 - V_b^2}{2})$$

E' ragionevole assumere che lontano dalla girante, in *e*, la pressione del vento ritorni uguale alla pressione ambiente, ovvero

$$P_e = P_i$$

e che la velocità all'interno della girante, V_t, possa essere ritenuta in prima approssimazione costante (l'ampiezza della pala *a-b* è piccola rispetto alla distanza totale considerata), cosi che

$$V_t \approx V_a \approx V_b$$

La combinazione delle equazioni delle precedenti tre equazioni fornisce

$$P_a - P_b = \rho (\frac{V_i^2 - V_e^2}{2})$$

La forza assiale F_x, nella direzione della corrente, sulla ruota, di sezione A perpendicolare al flusso, è data dalla

$$F_x = (P_a - P_b) A = \rho A (\frac{V_i^2 - V_e^2}{2})$$

Questa forza è anche uguale alla variazione della quantità di moto della corrente

$$\Delta(\dot{m} V)$$

$$\dot{m} = \rho A V_t$$

$$F_x = \rho A V_t (V_i - V_e)$$

Dalle precedenti equazioni si ottiene:

$$V_t = \frac{1}{2}(V_i + V_e)$$

Si consideri ora il sistema globale delimitato dalle sezioni *i* ed *e*. Le variazioni di energia potenziale sono, come prima, nulle, così come le variazioni di energia interna ($T_i = T_e$) e l'energia di pulsione ($P_i/\rho = P_e/\rho$); non c'è calore aggiunto od estratto dal sistema. La conservazione della energia fornisce allora il lavoro W

$$W = KE_i - KE_e = \frac{V_i^2 - V_e^2}{2}$$

La potenza P si calcola poi come flusso di lavoro

$$P = \dot{m}\frac{V_i^2 - V_e^2}{2} = \frac{1}{2}\rho A V_t (V_i^2 - V_e^2)$$

Dalla equazione della V_t si ottiene:

$$P = \frac{1}{4}\rho A (V_i + V_e)(V_i^2 - V_e^2)$$

L'equazione precedente si semplifica nella equazione $P_{tot} = \frac{1}{2}\rho A V_i^3$ per $P = P_{tot}$, quando $V_t = V_i$ e V_e sono eguali a 0; cioè quando il vento si arresta completamente a valle della turbina. Ciò, ovviamente, è impossibile poiché il vento non si può accumulare all'uscita dalla turbina. Esiste un valore ottimale della velocità di uscita $V_{e,opt}$ in corrispondenza della quale si ha una massima potenza P_{max}, ottenibile differenziando P nella equazione precedente rispetto a V_e per un dato V_i ed eguagliando a zero la derivata.

$$3V_e^2 + 2V_i V_e - V_i^2 = 0$$

La radice positiva V_e che risolve la precedente equazione da $V_{e,opt}$

$$V_{e,opt} = \frac{1}{3} V_i$$

Dall'equazione $P = \frac{1}{4}\rho A (V_i + V_e)(V_i^2 - V_e^2)$ si ottiene poi P_{max}

$$P_{max} = \frac{8}{27}\rho A V_i^3$$

Il rendimento (o *coefficiente di potenza*) ideale, *massimo*, teorico η_{max} di una turbina eolica si può valutare come rapporto fra la potenza massima ottenibile e quella disponibile:

$$\eta = \frac{P_{max}}{P_{tot}} = \frac{8}{27} \times 2 = \frac{16}{27} = 0.5926$$

In altre parole, una turbina eolica e' in grado, al massimo, di convertire non più di circa il 60% della potenza totale disponibile nella corrente.

La Potenza è adimensionalizzata rispetto a P_{avail} e si definisce il "*Power Coefficient Cp*":

$$C_p = P \,/\, [\,(1/2)\, r\, V_0^3\, A]$$

In modo analogo, si definisce il "*Thrust Coefficient* C_T":

$C_T = T \,/\, [\,(1/2)\, \rho\, V_0^2\, A]$

Inserendo le equazioni P, T = f(a, ρ, V_0, A) precedentemente individuate nelle espressioni definite per Cp e C_T:

$C_P = 4a\,(1 - a)^2$

$C_T = 4a\,(1 - a)$

Differenziando Cp rispetto ad a si ricava:
(dCp / da) = 4 (1-a) (1-3a)

$$C_{pmax} = 16/27 \quad per \quad a = 1/3$$

Si è dunque ricavato il massimo teorico Cp=16/27

- per a=1/3 (detto *Limite di Betz*), valido
- per una turbina ideale ad asse orizzontale
- per a < 0.4
- per a > 0.4 il salto (V_0 - u_1) è grande a sufficienza da formare vortici che trasportano QdM dal flusso esterno nella scia *(turbulent wake state)*, e quindi la teoria semplice della QdM non è più valida

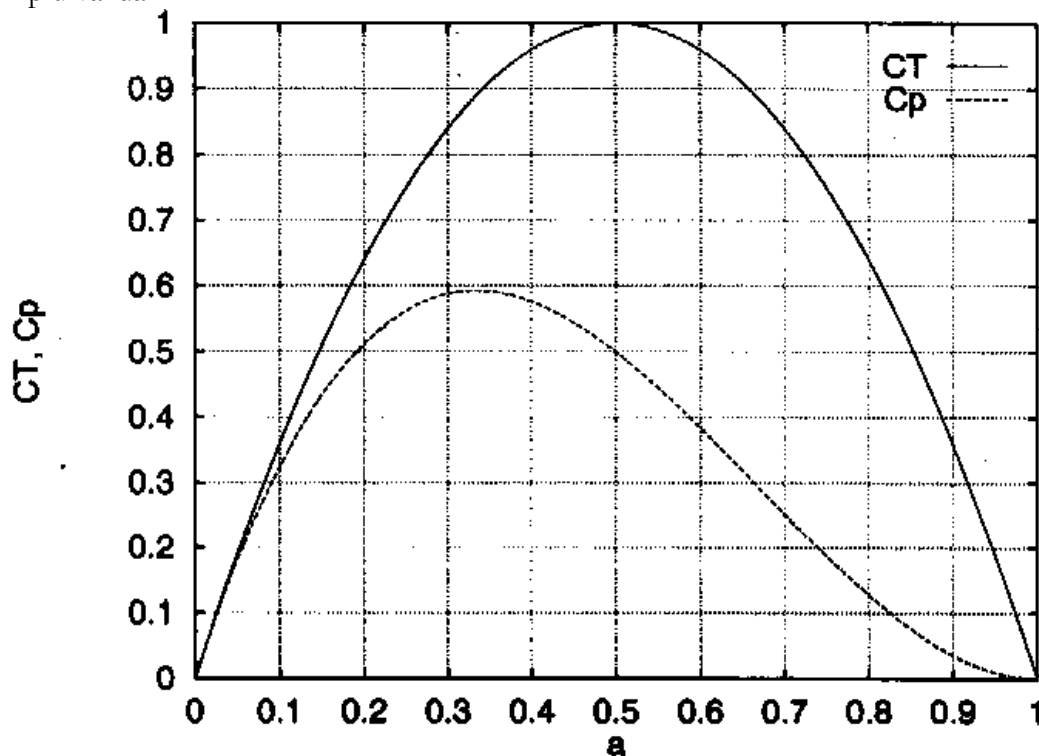



Figura 440: Distribuzione dei coefficienti C_T e C_P

18.5 POTENZA REALE

Lungo le pale di una turbina eolica la velocità periferica varia sensibilmente dalla base all'apice così che le pale sono spesso svergolate.

Il coefficiente massimo di potenza 0,5926 assume condizioni uniformi lungo tutta la pala.

Un calcolo più rigoroso della potenza estratta dalla turbina mostra che il coefficiente di portata ideale dipende dal rapporto velocità periferica (all'apice della pala)/velocità del vento e raggiunge il valore di 0.6 solo quando la velocità periferica è circa 6-7 volte la velocità del vento.

Come detto, il massimo teorico **Cp=16/27** per a=1/3 (detto *Limite di Betz*) è valido:

- per una turbina ideale ad asse orizzontale per a < 0.4

- per a > 0.4 il salto (V_0 - u_1) è grande a sufficienza da formare **vortici** che trasportano QdM dal flusso esterno nella scia *(turbulent wake state)*, e quindi la teoria semplice della QdM non è più valida.

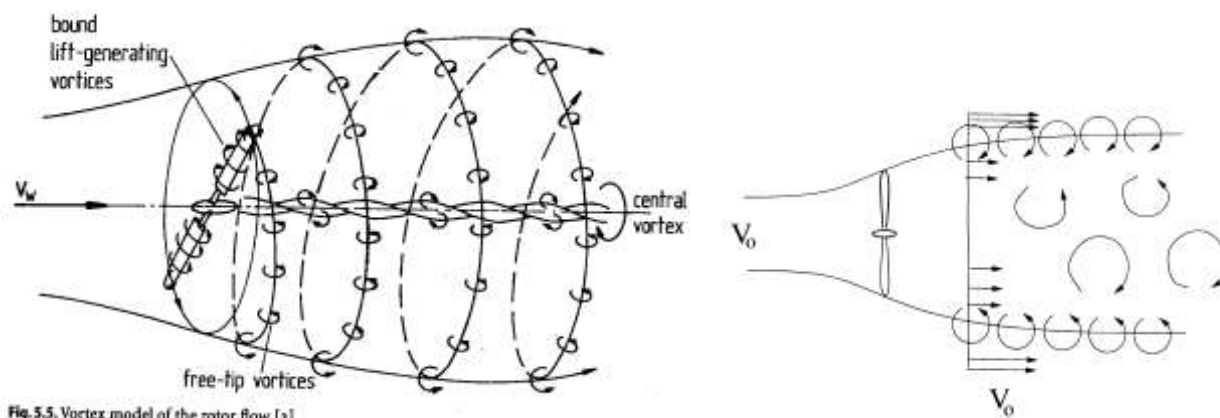



Figura 441: Distribuzione dei filetti nel mulino reale

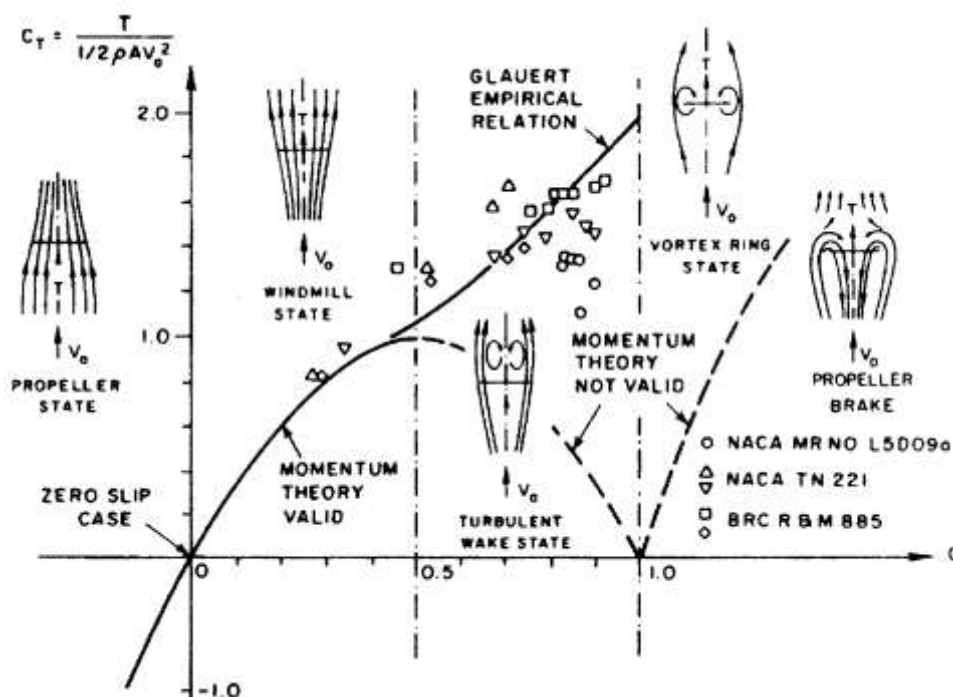



Figura 442: Distribuzione dei regimi di funzionamento di una turbina reale

18.6 CONVERSIONE DELLA ENERGIA DEL VENTO E CARATTERISTICA POTENZA-RESA VELOCITÀ DEL VENTO PER UNA TURBINA EOLICA

La velocità del vento oltre che variare da luogo a luogo subisce anche notevoli variazioni locali nel tempo. L'analisi della possibile conversione della energia cinetica del vento in energia elettrica (kWh utili) deve iniziare dunque da una analisi statistica delle velocità locali del vento (tenendo anche conto della variazione della velocità media con l'altezza, così da avere la velocità al mozzo della turbina); dalla integrazione delle potenze su successivi intervalli di tempo e dal fattore di carico della macchina.

Ad esempio, una macchina da 100 kW nominali nell'anno potrebbe produrre 8.76×10^5 kWh, e si tenga presente che questi 100 kW massimi di progetto sono solo una frazione della energia cinetica del vento (tipicamente il 40%, tenendo conto del limite di Betz e del rendimento della macchina).

A seconda delle caratteristiche del luogo considerato poi una turbina eolica può funzionare mediamente alla potenza massima solo per una ben determinata frazione del tempo (tipicamente per il 30%), con una disponibilità del 90-95%: il fattore di carico sarà dunque pari a $0.3 \times 0.95 = 28.5\%$ e l'energia effettivamente prodotta 2.5×10^5 kWh.

Le prestazioni di un aeromotore vengono sintetizzate mediante una curva che rappresenta l'andamento della potenza resa (in ordinata) in funzione della velocità del vento (in ascissa).

Per l'aerogeneratore viene considerata la potenza elettrica resa ai morsetti. Si definisce come velocità del vento di "avviamento" ("iniziale", o di "start-up") la minima velocità alla quale la macchina inizia a ruotare (valore tipico: 5 m/s).

Si definisce invece velocità del vento di "inserimento" o di generazione ("cut-in") la minima velocità per cui l'aerogeneratore inizia ad erogare energia elettrica. Corrisponde di solito all'inserzione della macchina in rete.

La velocità del vento "nominale" ("*rated*") è in genere la minima velocità del vento che da la potenza resa corrispondente al massimo rendimento aerodinamico del rotore (potenza nominale) (valore tipico: 9-12 m/s).

La velocità del vento di "*fuori servizio*" (o di "*stacco*" o di "*cut-out*") è la velocità alla quale la macchina viene staccata dalla rete, provocando l'intervento delle protezioni contro le sovra-velocità

Infine la velocità del vento al limite della resistenza è la massima velocità che una macchina può sopportare senza danno.

Per un aerogeneratore ideale la curva potenza-velocità del vento mostra una potenza che cresce dalla velocità di "*cut-in*" a quella nominale e poi si mantiene costante fino alla velocità di "cut-out". Quest'ultimo fatto è dovuto alla necessità di evitare che la macchina elettrica venga sovraccaricata oppure che si scelga un generatore sovradimensionato, le cui possibilità verrebbero poi sfruttate per un tempo assai ridotto.

Nelle macchine reali questa curva è realizzata mediante la regolazione continua (meccanica) del passo ("*pitch regulation*"), che consente, una volta raggiunta la potenza massima, di 'sfiorare' la potenza in eccesso fornita dal vento. Quando la velocità del vento raggiunge il valore di "stacco" le pale entrano in stallo.

18.7 CARATTERISTICHE DEL VENTO

La potenza del vento è proporzionale al cubo della sua velocità ed è quindi essenziale conoscerne con precisione le caratteristiche se si vuole realisticamente prevedere le prestazioni di un aeromotore. Le più elevate velocità del vento si incontrano sulle creste montuose, sulle coste e nel mare aperto (o in vicinanza dei grandi laghi). I parametri del vento che servono per un corretto dimensionamento di una turbina eolica sono: le velocità medie, le variazioni istantanee (raffiche), giornaliere ed annuali, la variazione con l'altitudine e le direzioni prevalenti: caratteristiche strettamente dipendenti dal sito che si considera e che possono venire raccolte solo dopo anni di indagini statistiche e misure.

Di solito la velocità locale manifesta notevoli fluttuazioni nel tempo (v. per esempio la Figure 1.2) e la velocità istantanea V può essere descritta sommando ad un valore medio V_m una componete fluttuante nel tempo v:

$$V = V_m + v$$

La velocità media V_m tipicamente viene determinata su prefissati intervalli temporali (10 minuti, per esempio).

$$Tu = \frac{\sqrt{\overline{v^2}}}{V_m} = \frac{1}{V_m}\left[\frac{1}{T}\int_0^T v^2 dt\right]^2$$

La fluttuazione del flusso viene solitamente espressa con riferimento alla radice quadrata della media del quadrato delle componenti turbolente della velocità istantanea:

Per terreni ad elevata rugosità (con alberi ed edifici) l'intensità della turbolenza solitamente varia fra 0.15-0.2; per terreni lisci tipicamente 0.1.

La velocità del vento sulla superficie del terreno è nulla (a causa dell'attrito fra aria e terreno); cresce poi rapidamente con l'altezza, tipicamente sino a circa 2 km, dopo di che il gradiente verticale di velocità praticamente si annulla.

La variazione verticale della velocità del vento viene di solito descritta con funzioni esponenziali del tipo

$$V(z) = V_r \left(\frac{z}{z_r} \right)^{\alpha}$$

Nella quale z rappresenta l'altezza dal suolo, V_r la velocità del vento alla quota di riferimento z_r, V(z) la velocità media alla quota z. Il parametro α dipende dalla rugosità locale (un valore tipico può essere 0.1). Si veda in proposito la Tabella seguente.

Tipo del terreno	Classe di rugosità	Esponente α
Grandi superfici acquatiche	0	0.01
Terreni aperti con pochi ostacoli	1	0.12
Terreni agricoli con edifici e barriere (di protezione, siepi, ecc.)	2	0.16
Aree agricole con molti alberi, boschi e paesi	3	0.28

Figura 443: Parametro α

L'istogramma da la probabilità (calcolata sulle rilevazioni in diversi anni) che si presenti una determinata velocità compresa fra V e V+ΔV (nel caso di Figura ΔV=1 m/s). Ad esempio, la probabilità che il vento abbia velocità compresa fra 4.5 e 5.5 m/s è 0.104 ovvero (0.104 × 8760)=910 ore/anno.

Diagrammi simili (della "distribuzione di frequenza") sono disponibili a livello annuale, stagionale o mensile e presentano tutti una caratteristica forma a campana con asimmetria a sinistra (tipica distribuzione di Weibull e Rayleigh).

La "*distribuzione cumulata della frequenza*", detta anche "curva di durata", viene poi ottenuta dalla precedente distribuzione in modo da poter valutare (ad esempio in termini di ore/anno) il numero delle ore nelle quali una determinata velocità viene ecceduta.

18.8 AERODINAMICA DEL PROFILO

Si definiscono due coefficienti

- **Lift Coeff.** C_L: $C_L = L / [0.5 \rho V_\infty^2 c]$
- **Drag Coeff.** C_D: $C_D = D / [0.5 \rho V_\infty^2 c]$

c è la corda del profilo, ρ la densità.

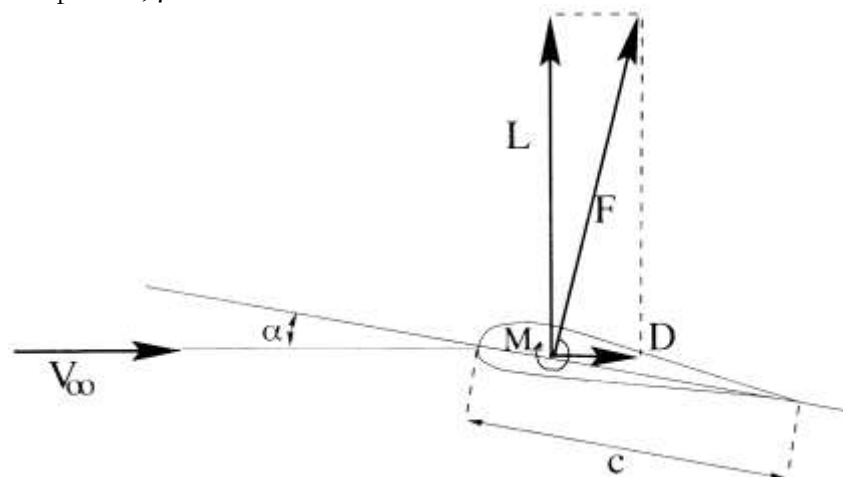



Figura 444: Definizione del Lift e del Drag

In un profilo per uso aeronautico, L/D deve essere massimizzato.

- L è la forza che si oppone alla gravità (maggiore L, maggiore il carico (*payload*) trasportabile)

- D è bilanciato dalla spinta del propulsore

E' inoltre definito un terzo coefficiente

- **Moment** Coeff. C_M: $C_M = M / [0.5 \rho V_\infty^2 c]$

M agisce circa ad ¼ della corda dal *leading edge*. Il momento è positivo se il profilo ruota in senso orario (*nose up*).

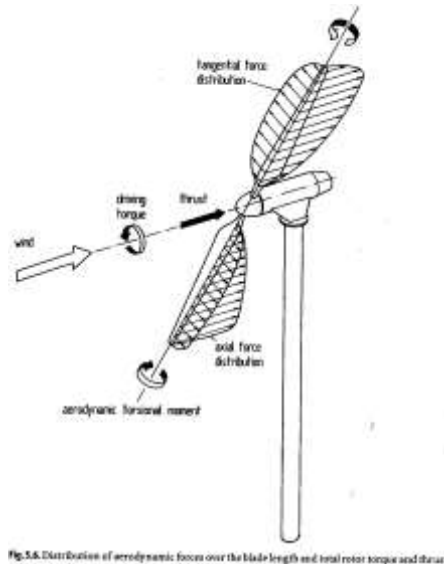



Fig. 5.6. Distribution of aerodynamic forces over the blade length and total rotor torque and thrust

Figura 445: Forze agenti sulle pale

Spiegazione del Lift:

La forma del profilo forza il flusso a curvare attorno alla geometria. Un gradiente di pressione è necessario per curvare le linee di flusso. Nella parte superiore del profilo si ha una $p < p_{atm}$, mentre in quella inferiore $p > p_{atm}$.

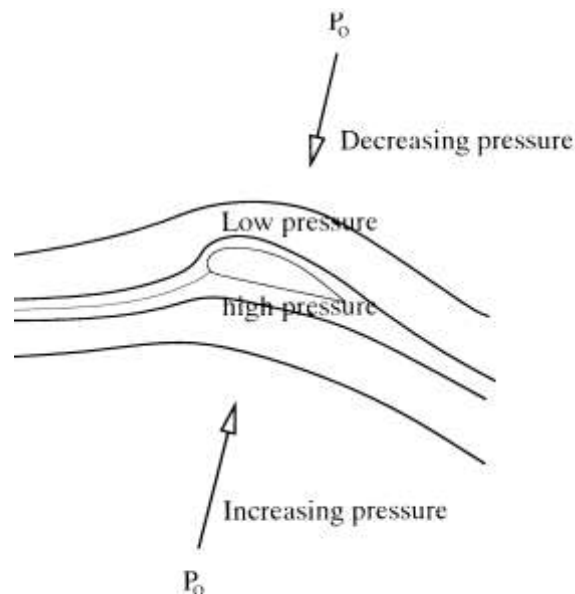



Figure 3.3. Explanation of the generation of lift

Figura 446: Il Lift

Profilo allineato al flusso SL (Strato Limite) **non separato**. La resistenza è principalmente causata dall'attrito con l'aria.

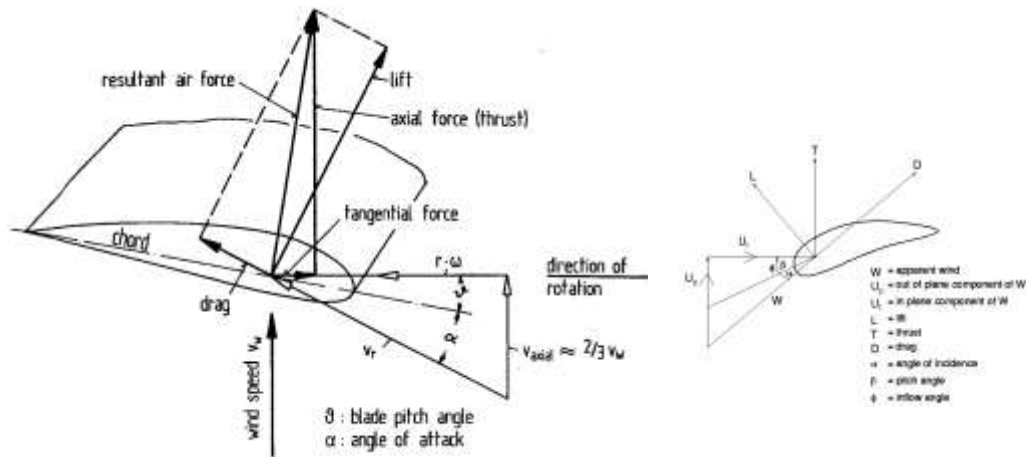



Figura 447: Rappresentazione vettoriale delle forze agenti sulla pala

In generale, C_L, C_D e C_M = f(α, Re, Ma) con:

- α = ang.di attacco (tra corda e V_∞)
- Re = c V_∞ /ν (Re basato su corda e V_∞)
- Ma = V_∞ / a (a = velocità del suono)

Per turbine eoliche si hanno C_L, C_D e C_M = f(α, Re)

Drag

Risulta:

$$P = D\, v_r$$

dove $v_r = (v_W - v)$. Dalla definizione del coeff. C_D si ha:

$$D = C_D\, (\rho/2)\, (v_w - v)^2\, A,$$

da cui risulta una Potenza pari a:

$$P = C_D\, (\rho/2)\, (v_w - v)^2\, A\, v_r$$

Esprimendo la P in rapporto a quella contenuta nella corrente d'aria

$$C_P = P\, /\, P_0 = [C_D\, (\rho/2)\, (v_w - v)^2\, A\, v_r]\, /\, [(\rho/2)\, v_w^3\, A\,]$$

In modo analogo a quanto fatto in precedenza, si trova C_{Pmax} per $v/v_W = 1/3$

$$C_{Pmax} = (4/27)\, C_D$$

Dato che CD difficilmente supera il valore di 1.3, si ha

$$C_{Pmax} \approx 0.2$$

Quindi, si raggiunge circa solo un terzo del valore 0.593.

C_L aumenta linearmente con α, con pendenza pari a circa 2π/rad, fino ad un max, dove il profilo "**stalla**" e C_L diminuisce rapidamente. Per piccoli angoli di attacco, C_D è circa costante, ma poi aumenta rapidamente.

La dipendenza da Re diventa sempre meno significativa oltre un certo valore. Questa dipendenza è correlata al punto in cui avviene la transizione SL laminare – SL turbolento.

Il comportamento allo stallo dipende dalla geometria. Profili molto fini, con leading edge molto stretto, tendono ad andare in stallo in modo più improvviso di quelli con grosso spessore.

Questo dipende da come lo SL si separa sul lato superiore del profilo: se la separazione avviene in modo morbido dal *trailing edge* all'aumentare dell'angolo di attacco *soft stall.*

Se la separazione avviene sul *leading edge*, l'intero SL può separarsi istantaneamente con perdita immediata di portanza.

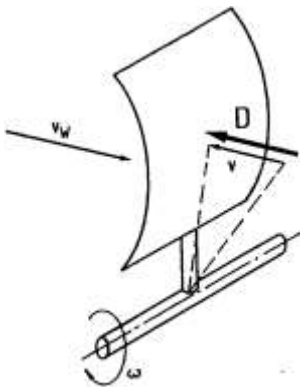



Fig. 4.4. Flow conditions and aerodynamic forces with a drag device

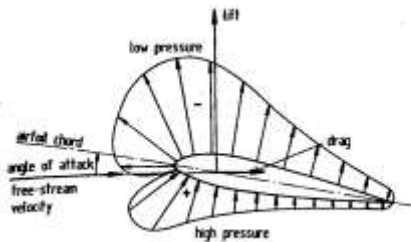



Fig. 4.5. Aerodynamic forces acting on an airfoil exposed to an air stream

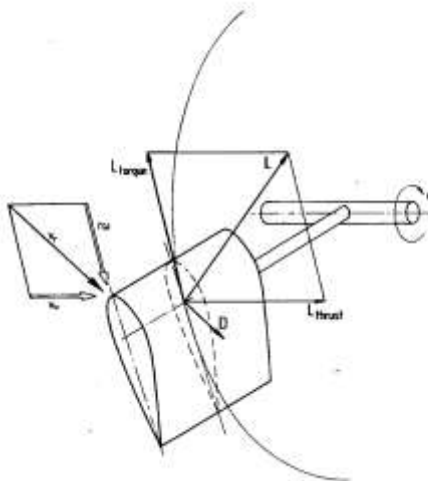



Fig. 4.6. Flow velocities and aerodynamic forces acting on a propeller-like rotor

Figura 448: La forza Drag

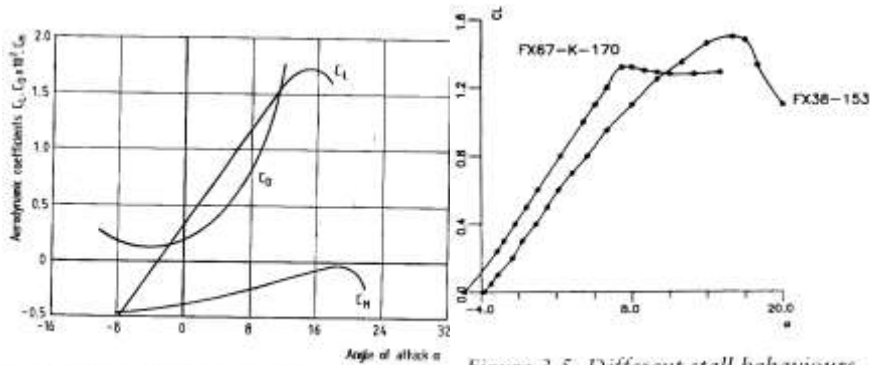



Figure 3.5. Different stall behaviours

Figura 449: Distribuzione di C_T e C_D

Perdite

Si hanno le seguenti perdite:

- Free tip vortices
- induced drag
- Blade tip losses

Dalla differenza di pressione al tip tra le due facce si hanno le *Hub losses* (scia dietro all'Hub).
Si usano modelli (*complex vortex model*) e si definiscono i coefficienti:

Power coefficient: $Cp = P / [0.5\ \rho\ v_W^3\ A]$

Torque coefficient: $C_Q = M / [0.5\ \rho\ v_W^2\ A\ R]$

$Cp = \lambda\ C_Q$

(A = Area del rotore)

Blade tip-speed ratio: $\lambda = u / v_W = R\ \omega / v_W$ dove

u = velocità tangenziale della pala al tip

v_W = velocità del vento

La dipendenza di Cp da λ è una caratteristica del rotore

La Teoria di Betz fornisce un Cp costante ed ideale (0.593), indipendente da λ. Quando si considerano i vortici nella scia → Cp = f(λ). Solo quando λ è infinitamente elevato si ha che Cp approssima il valore ideale indicato da Betz. Cp ha un ottimo per un dato valore di λ. Per ogni rotore caratterizzato da un numero "n" di pale, esiste un λ tale da massimizzare Cp .

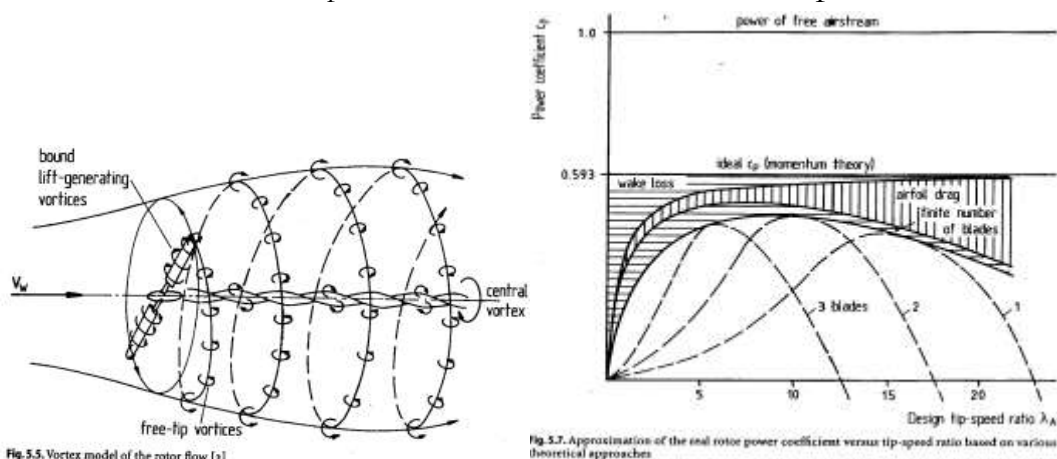



Figura 450: Distribuzione delle perdite

18.9 CARATTERISTICHE DEI ROTORI

I mulini a vento raggiungevano Cp ≈ 0.3 ed erano basati essenzialmente sul concetto di Drag.

I moderni generatori raggiungono **Cp ≈ 0.5.** Si assiste alla superiorità del concetto di Lift rispetto a quello di Drag.

Relativamente a Cp, i rotori a più alto tip-speed ratio sono preferibili. Rispetto a C_Q, i rotori lenti multi-pala hanno la coppia più alta.

Possibili problemi di avvio si possono avere per rotori mono e bi-pala. Il Rotore tripala rappresenta il miglior compromesso. Si hanno i seguenti coefficienti:

Power coefficient: $Cp = P / [0.5\ \rho\ v_W^3\ A]$

Torque coefficient: $C_Q = M / [0.5\ \rho\ v_W^2\ A\ R]$

Fig. 5.10. Power coefficients of various of wind rotors [2]

Fig. 5.11. Torque coefficients of various rotor concepts [2]

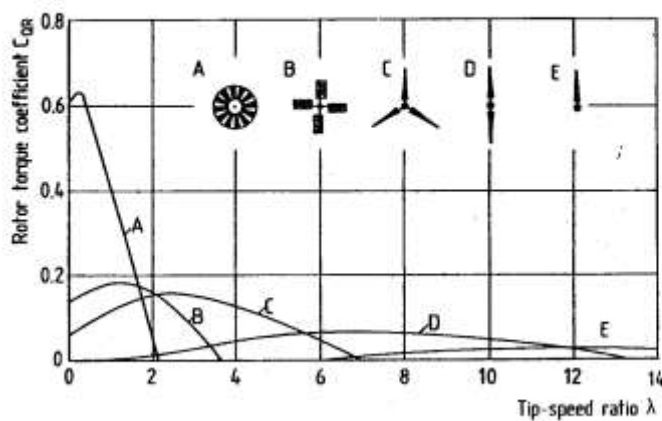
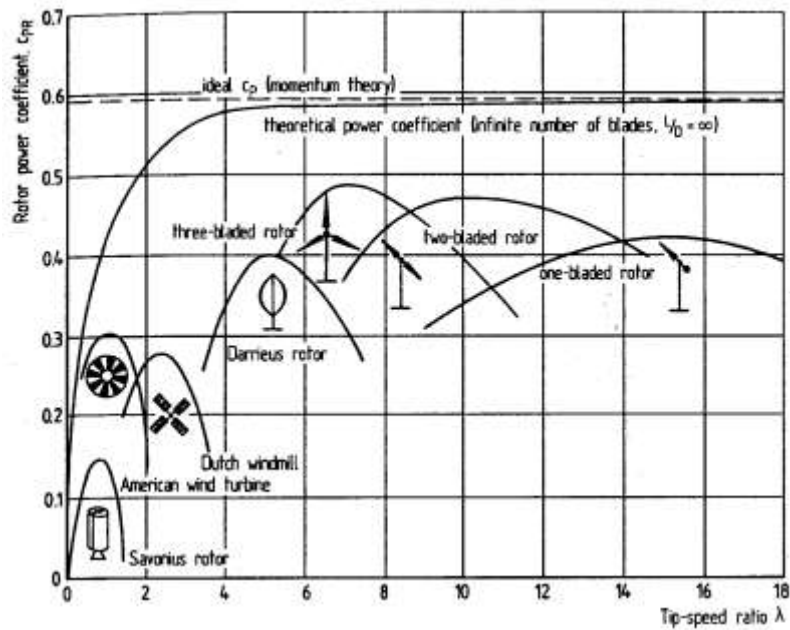



Figura 451: Evoluzione dei moderni rotori

Non interessa una turbina con elevato rendimento (poiché il combustibile è a costo zero) quanto la produzione di energia al più basso costo possibile.

19. SISTEMI DI REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI TERMOTECNICI

Da quanto sin qui detto appare evidente che l'evoluzione termica dell'edificio (cioè l'andamento delle temperature di tutti gli elementi in grado di accumulare energia) influenza il *carico termico* e che, in sistema termostatizzato, il controllo del calore (con proprio segno) fornito dall'impianto dipende fortemente sia dalle condizioni al contorno del problema (*climatologia del luogo*) che dalla risposta propria del sistema (ossia dell'edificio).

In pratica un controllore che agisca sulla valvola miscelatrice di Figura 452 deve conoscere la legge di controllo, ossia deve sapere come evolve il sistema da controllare in modo da determinare l'uscita (in questo caso la temperatura di mandata) in modo ottimale.

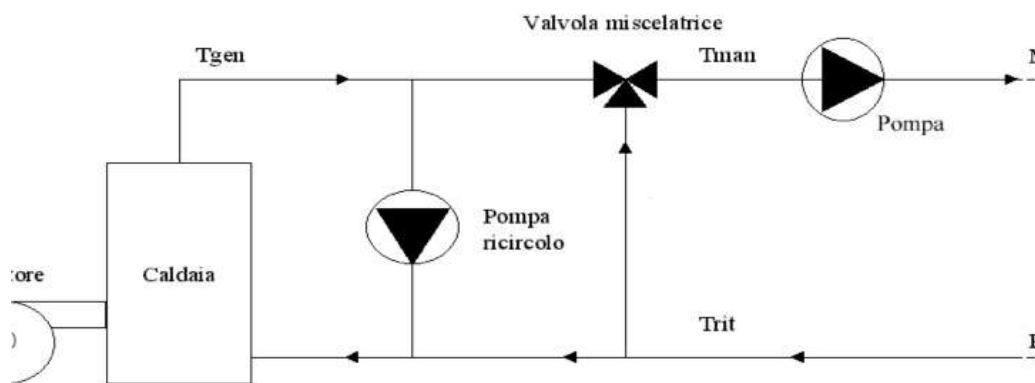



Figura 452: Schema di impianto con sistema di regolazione a valvola miscelatrice

Visto che le condizioni (interne ed esterne) sono sempre variabili, il controller dovrebbe procedere all'identificazione del sistema (edificio – impianto) in tempo reale in modo da determinare la migliore legge di controllo (*controllo adattativo).* Il metodo del modello ridotto equivalente dianzi presentato consente di avere un numero ridotto di equazioni differenziali la cui identificazione può essere effettuata con relativa facilità mediante tecniche usuali.

Una metodologia innovativa potrebbe fare uso, ad esempio, di reti neurali che, opportunamente addestrate, sono in grado di riconoscere l'evoluzione del sistema edificio – impianto e di prevederne l'evoluzione consentendo al regolatore il controllo adattativo in tempo quasi reale[144].

Ad esempio in un caso realmente simulato mediante rete neurale si ha in Figura 453 nella quale si ha l'andamento della temperatura esterna e della potenza fornita dall'impianto per un edificio monitorizzato dall'Università di Bari. In Figura 454 si ha l'andamento della temperatura ambiente, supposto attivo il termostato e cioè che si abbia la regolazione della temperatura ambientale.

Applicando lo schema di controllo di Figura 455, previo precedente addestramento della rete neurale con parte dei dati sperimentali raccolti, si sono poi ottenuti gli andamenti della temperatura e della potenza ceduta dall'impianto di Figura 456 e di Figura 457. Entrambi questi diagrammi si mostrano in buon accordo con i dati sperimentali.

Un controllore neurale del tipo qui ipotizzato si può oggi facilmente realizzare, almeno in fase prototipale, mediante programmi del tipo *Labview®* accoppiato ad un programma di calcolo del tipo

[144] Si tenga presente che l'evoluzione termica degli edifici non è rapida come quella dei componenti elettronici o meccanici e pertanto un tempo di calcolo di qualche minuto è perfettamente accettabile.

Matlab® che consentono di simulare via software un dispositivo hardware complesso come il controllore adattativo sopra indicato.

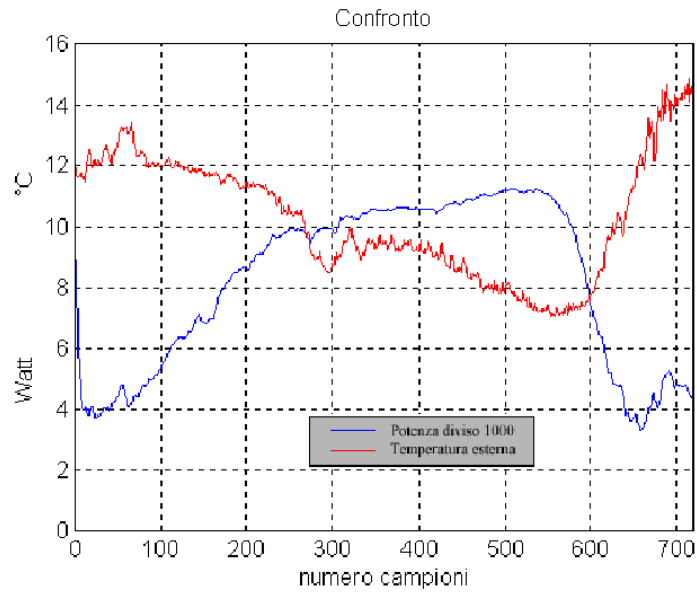



Figura 453: Andamento della temperatura esterna nel sistema studiato e della potenza ceduta

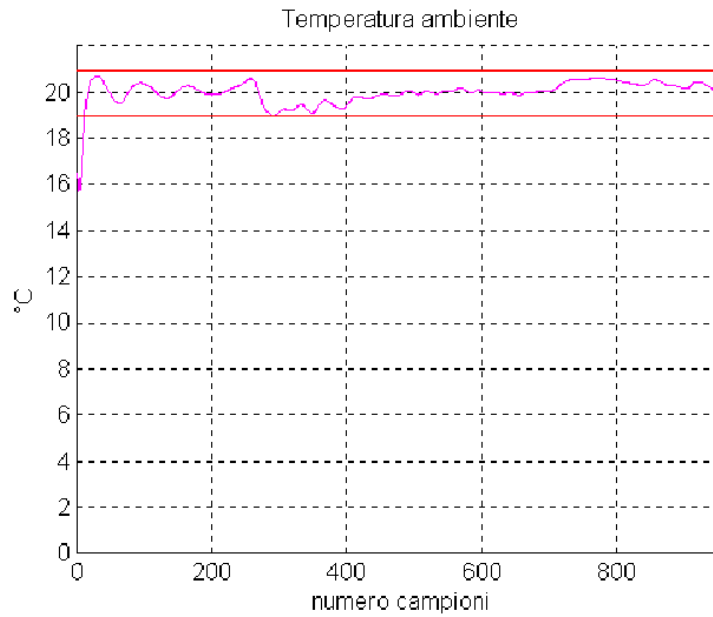



Figura 454: Andamento della temperatura ambiente termostatata

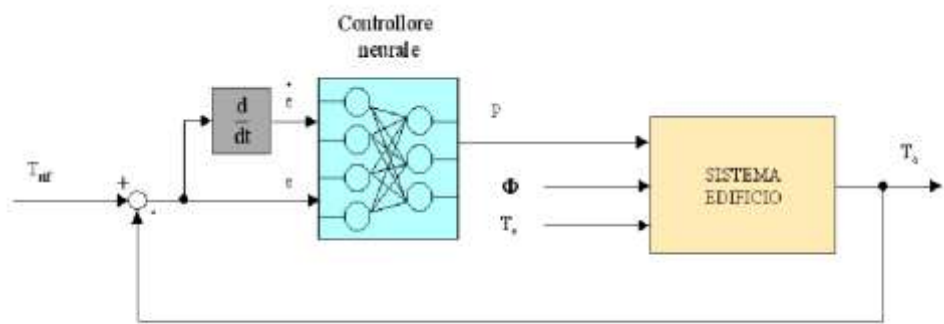



Figura 455: Schema di controllore neurale

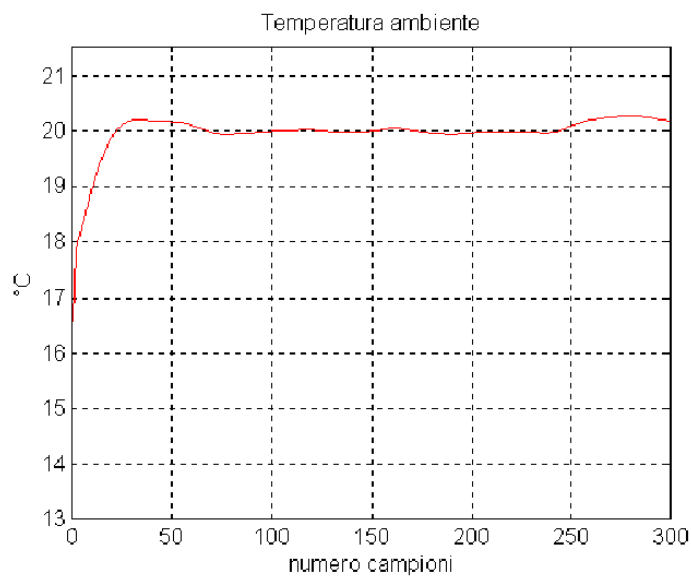



Figura 456: Andamento della temperatura interna prevista dal controller neurale

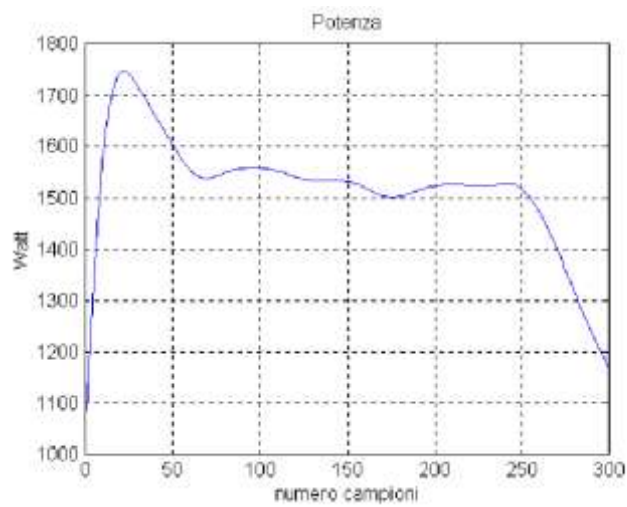



Figura 457: Andamento della potenza ceduta prevista dal controller neurale

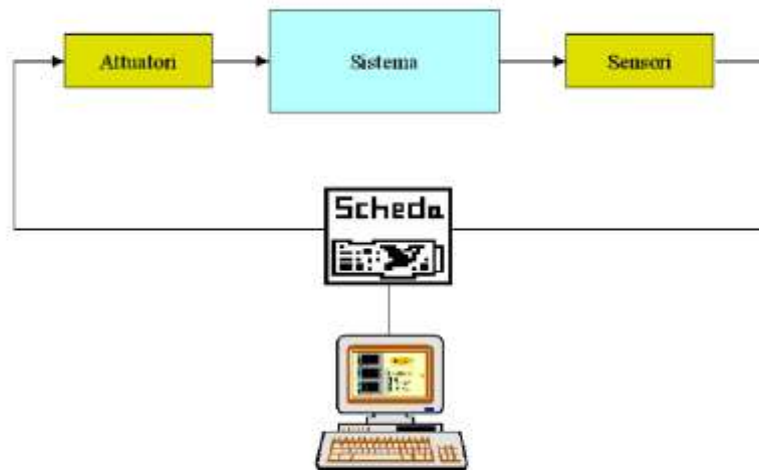



Figura 458: Schema del sistema di controllo digitale

19.1 NECESSITÀ DELLA REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI

Qualunque siano le tipologie di impianto occorre sempre attuare una regolazione sugli elementi attivi (generatori di energia) e sui terminali per potere avere una temperatura (ed una umidità negli impianti di condizionamento) costanti o quanto meno variabili entro uno stretto intervallo.

Le condizioni climatiche esterne sono sempre variabili e allo stesso modo possono variare anche i carichi interni in funzione dei profili d'uso degli occupanti. Se i generatori di calore lavorassero sempre a regime costante si avrebbero condizioni interne non più costanti al variare di quelle esterne. In inverno si può avere, per effetto della radiazione solare, un guadagno energetico sensibile attraverso le finestre e, per effetto dell'innalzamento di temperatura, si rischia un surriscaldamento interno.

L'impianto di climatizzazione (in senso lato) è allora controllato (ossia regolato) mediante un sistema di controllo, oggi quasi sempre elettronico, che provvede a rendere quanto più possibile verificata la condizione di equilibrio:

$$Potenza_ceduta = Potenza_richiesta$$

ove la *Potenza_richiesta* varia per effetto delle mutate condizioni climatologiche esterne (in modo preponderante rispetto a quelle interne). Il sistema da controllare, vedi Figura 459, ha una centralina di controllo che può essere di tipo aperto, vedi Figura 460 ,o di tipo chiuso ad anello, vedi Figura 461.

19.2 CONTROLLORE A CIRCUITO APERTO

La variabile di uscita, U, è controllata mediante la variabile di controllo, M, in presenza di un disturbo. Ad esempio si desidera controllare la temperatura dell'aria avendo in ingresso i flussi termici dei quali quelli scambiati con l'esterno (carico termico) sono il *disturbo* mentre il flusso scambiato mediante l'impianto di riscaldamento (o raffrescamento) è la *variabile di controllo*.

Con riferimento alla Figura 460 si ha che il segnale di controllo è dato dalla differenza fra il segnale di regolazione, R, e di un segnale di riferimento, S:

$$C = R - S$$

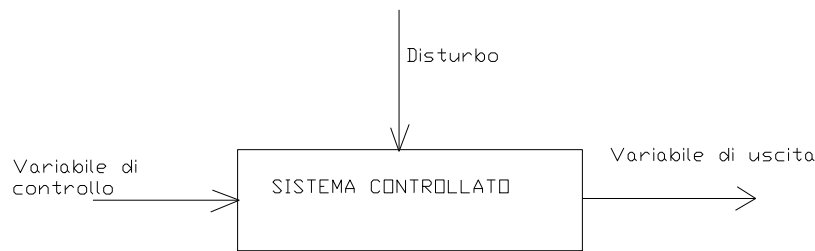



Figura 459: Sistema da regolare

Un esempio di regolazione a ciclo aperto si ha con le classiche centraline di regolazione che fanno dipendere la temperatura di uscita dell'acqua calda dalla caldaia dal valore della temperatura esterna secondo una legge di controllo lineare del tipo indicato in Figura 462 e con uno schema di controllo indicato in Figura 463.

Il sistema di controllo aperto non risente del valore della variabile controllata. In pratica con il sistema in Figura 463 il sistema non vede la temperatura dell'acqua in uscita e quindi degli ambienti.

Inoltre può anche avvenire che la regolazione dell'acqua calda della caldaia sia corretta e che, all'interno degli ambienti, varino le condizioni interne (ad esempio si ha una sorgente interna che fa aumentare la temperatura dell'ambiente): questo sistema non ha modo di intervenire perché non conosce la temperatura degli ambienti e non saprebbe come utilizzarla.

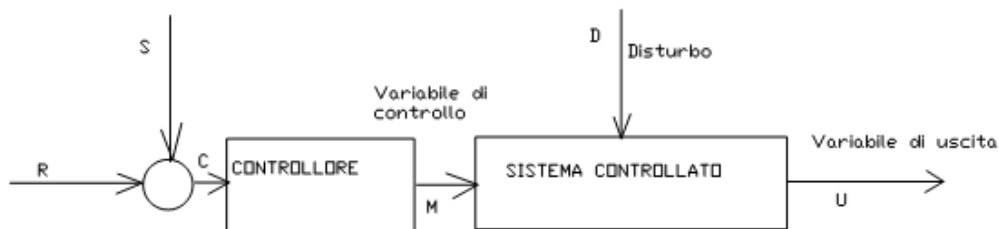



Figura 460: Controllore a circuito aperto

19.3 CONTROLLORE A CIRCUITO CHIUSO

Questi controllori sono più sofisticati di quelli a circuito aperto perché riportano in ingresso un segnale legato alla variabile di uscita, vedi Figura 461. L'anello che riporta indietro il segnale di *retroazione* (*feedback*) chiude la catena di controllo che ora vede il segnale di regolazione dato dalla somma:

$$C = R - S$$

Il segnale di riferimento è ora dato dal segnale di retroazione e quindi il controllore ha modo di vedere se la sua azione di controllo ha avuto l'effetto desiderato.

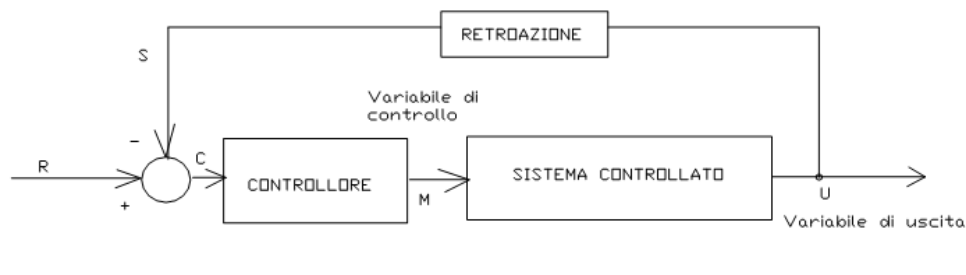



Figura 461: Sistema di regolazione a controreazione, Circuito chiuso

In pratica l'anello di *retroazione* informa il controllore dell'effetto sulla variabile di controllo. In questo modo l'azione di controllo è sempre congruente con l'azione desiderata.

Se, ad esempio, si controlla la temperatura degli ambienti, mediante una opportuna sonda di temperatura, allora il controllore cercherà sempre di operare affinché si raggiungano le condizioni desiderate. In questo caso la centralina, oltre la sonda esterna come indicato in Figura 463, ha anche una sonda interna che informa il controllore sull'effetto di retroazione, come indicato in Figura 470.

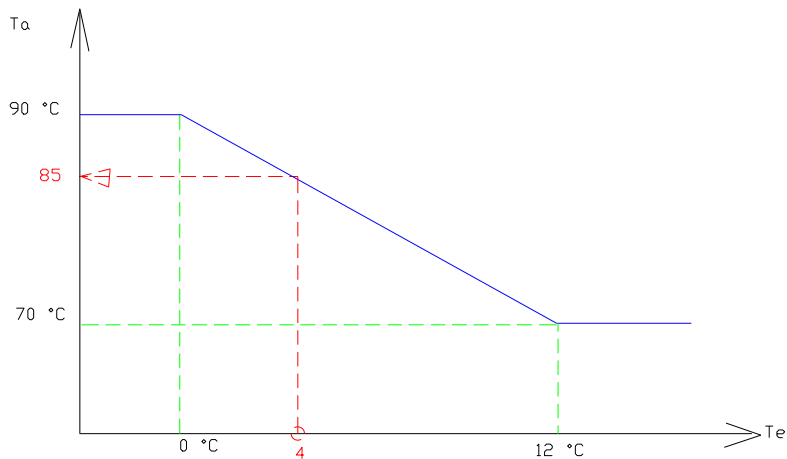



Figura 462: Regolazione della temperatura dell'acqua calda in caldaia

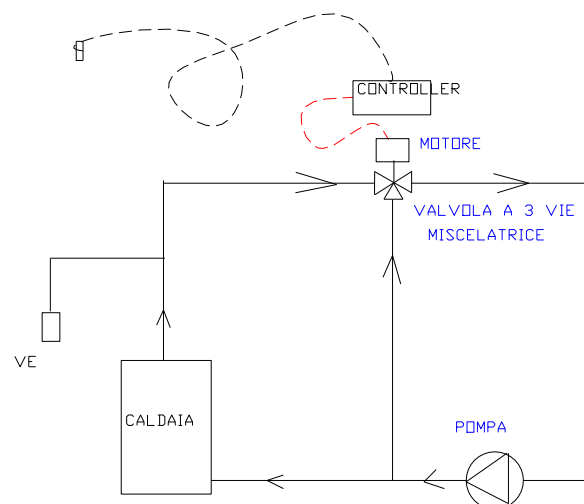



Figura 463: Sistema di regolazione con valvola a 3 vie miscelatrice

19.4 CARATTERISTICHE DI REGOLAZIONE

Con riferimento ad un circuito di regolazione chiuso, vedi Figura 464, si ha sempre che un segnale prelevato in uscita, *x*, mediante un elemento sensibile venga riportato in ingresso ed elaborato, mediante differenza con il segnale di riferimento, x_0, dal regolatore che fornisce un comando dato, solitamente, mediante una funzione:

$$y - y_0 = f\left(x - x_0\right) \qquad [437]$$

ove y-y_0 è il segnale di uscita del controllore.

Si possono avere diversi tipi di regolazioni in funzione delle caratteristiche adottate: se ne indicheranno brevemente le fondamentali.

19.4.1 REGOLAZIONE A DUE POSIZIONI

Se ne è già parlato in precedenza. L'equazione del controllore diviene:

$$y = y_1 \quad per \;\; x < x_0$$
$$y = y_2 \quad per \;\; x > x_0$$

Le due posizioni y_1 e y_2 possono essere, ad esempio, l'apertura totale o la chiusura totale di una valvola o l'avvio o lo spegnimento di un motore per autoclave quando la pressione nel serbatoio scende al di sotto del valore limite.

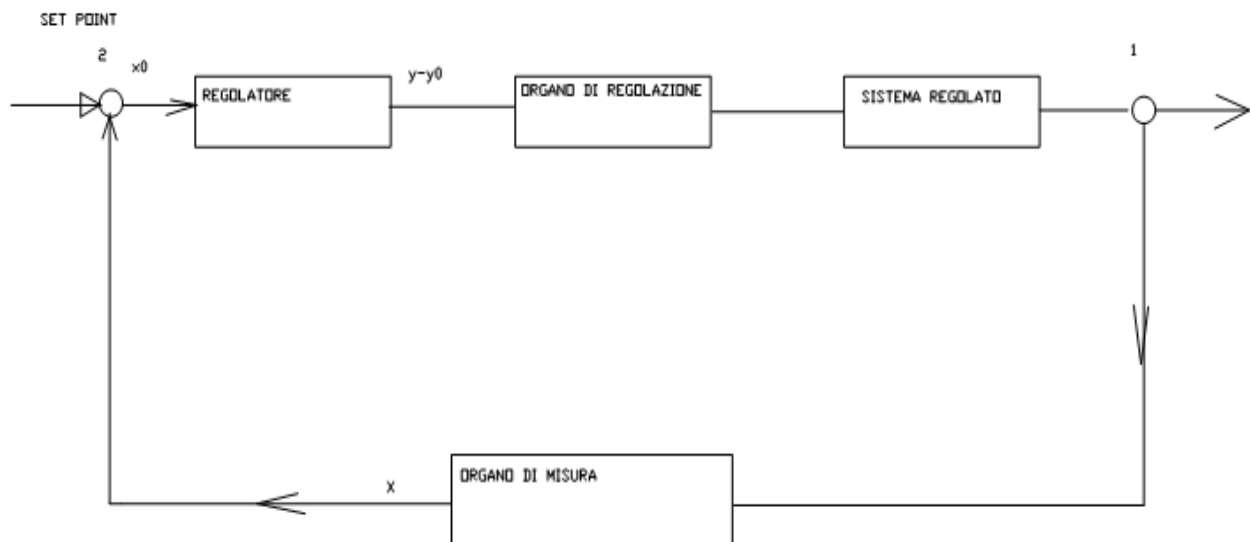



Figura 464: Schema di regolazione chiuso a feedback

Questo tipo di regolazione è detta ***on off*** (attacca e stacca) ed è spesso utilizzata quando non si richiedono stadi intermedi di regolazione.

Poiché la catena di regolazione dipende dal sensore e dalla capacità termica totale del sistema si possono avere ritardi nella risposta del controllore se si hanno valori elevati di capacità termica (cosa già vista, almeno concettualmente, nella risposta termica degli edifici, vedi §2).

In genere con grandi capacità termiche si hanno forti ritardi nell'intervento del controllore mentre con basse capacità termiche si possono avere intereventi del controllore troppo frequenti che danneggiano lo stesso regolatore.

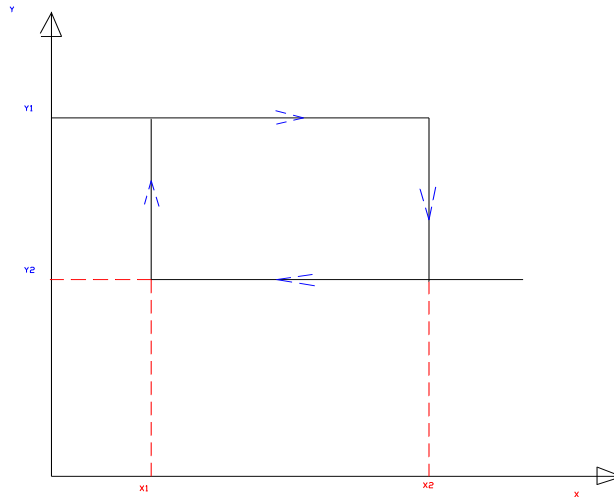



Figura 465: Schema di regolazione ON OFF con differenziale

Per evitare questi inconvenienti si prevede un intervallo fra x_1 ed x_2, attorno al valore di x_2 , di *set point* (punto di lavoro) in modo che risulti:

$$y = y_1 \quad per \;\; x < x_1 < x_0$$
$$y = y_2 \quad per \;\; x > x_2 > x_0$$

L'intervallo $x_2 - x_1$ è detto *differenziale del regolatore*.

Per un buon funzionamento di questo sistema occorre che la capacità termica del sistema di regolazione sia piccola rispetto a quella del sistema regolato.

19.4.2 REGOLAZIONE AD AZIONE PROPORZIONALE

Un controllore ad azione proporzionale ha una risposta data dalla relazione:

$$y - y_0 = -k_p \left(x - x_0 \right)$$

ove la costante di proporzionalità k_p è di solito negativa se si desidera avere una risposta che fa diminuire l'uscita, y-y_0, al crescere di x (vedi il caso di Figura 462 per la regolazione della temperatura dell'acqua di caldaia al variare della temperatura esterna).

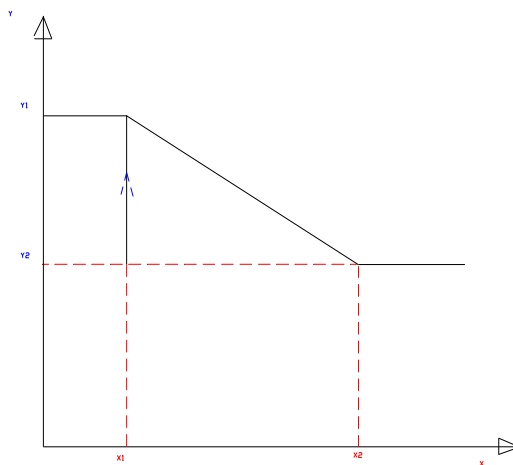



Figura 466: Funzione di risposta di un regolatore ad azione proporzionale

Anche in questo caso si ha un intervallo di regolazione fra x_1 e x_2 centrato attorno ad un valore x_0 di riferimento. Alla differenza x_2-x_1 si dà il nome di *banda proporzionale* e alla differenza corrispondente y_2-y_1 si dà il nome di *banda di azione*.

Questo tipo di regolazione necessita sempre di una differenza di segnale x_2-x per intervenire.

I valori delle bande proporzionali e di azioni debbono essere scelti in modo opportuno a seconda del tipo di applicazione che si intende regolare.

Ad esempio, per la regolazione della temperatura di un ambiente la banda proporzionale potrà avere intervallo di 1÷2 °C mentre la grandezza regolata, che può essere la temperatura dell'acqua nei radiatori, potrà variare di 2÷4 °C.

19.4.3 REGOLAZIONE AD AZIONE INTEGRALE

La funzione di regolazione è del tipo:

$$\frac{dy}{d\tau} = -k_i\left(x - x_0\right)$$

Ovvero anche:

$$y - y_0 = -\int_{\tau_1}^{\tau_2} k_i\left(x - x_0\right)$$

Questo tipo di regolatore, a differenza di quello proporzionale, tende sempre a riportare la variabile controllata al punto di regolazione x_0. L'azione di regolazione è funzione, infatti, dell'integrale dello squilibrio (x-x_0) nel periodo di tempo in cui esso avviene (τ_2-τ_1). L'azione di regolazione, però, si fa sentire con un certo ritardo (per effetto dell'integrazione e quindi di una specie di *ricordo* dell'evoluzione del segnale) e pertanto limitare la regolazione integrale nei sistemi che hanno già notevole inerzia.

19.4.4 REGOLAZIONE AD AZIONE DERIVATIVA

La funzione di risposta del controllore è data dall'equazione:

$$y - y_0 = -k_d\,\frac{dx}{d\tau}$$

con k_d opportuna costante del sistema di regolazione. L'azione di regolazione si manifesta non appena la variabile regolata inizia a presentare uno squilibrio (x-x_0) (quindi agisce in anticipo). L'azione del regolatore cessa quando lo squilibrio si annulla, ossia quando la x raggiunge una condizione di equilibrio, anche se fuori dal *set point* di controllo. Di solito la regolazione derivativa si accoppia alle regolazioni proporzionali e/o alle regolazioni integrali per contrastare le inerzie del sistema regolato che presentano ritardi notevoli nella regolazione.

19.4.5 SISTEMI DI REGOLAZIONE A PIÙ AZIONI COMBINATE

Ciascuno dei modi di regolazione prima descritti presenta vantaggi e svantaggi. E' possibile utilizzare sistemi di controllo combinazione di due o più dei sistemi precedenti. Una regolazione perfettamente soddisfacente può essere ottenuta dalla combinazione di più sistemi quali:

- ***Sistemi PD*** si tratta di sistemi ad azione *proporzionale derivativa* che forniscono maggiore rapidità di risposta ai sistemi proporzionali:
- ***Sistemi PI*** sono sistemi ad azione *proporzionale integrale* in grado di garantire un'azione completa di controllo per tutta la durata dello squilibrio;
- ***Sistemi PID*** sono i sistemi *proporzionali integrali e derivativi* che garantiscono una risposta più completa perché assommano i pregi dei tre sistemi singoli.

Di solito si agisce sulle costanti k_p, k_d, k_i per adattare le risposte dei sistemi di controllo alle esigenze del sistema controllato. Lo scopo principale del sistema di controllo è di mantenere la variabile controllata il più vicino possibile alla valore si *set point* cioè al punto di lavoro prefissato.

19.4.6 LE VALVOLE NELLA REGOLAZIONE IMPIANTISTICA

Una delle azioni più ricorrenti nella regolazione impiantistica è la regolazione del flusso termico, ad esempio attraverso una caldaia, una batteria di scambio, un fan coil, … Il controller fornisce la sua azione di comando ad un attuatore che si preoccupa di modulare il flusso mediante una valvola di regolazione.

Valvole a due vie

L'attuatore è un motore elettrico (ma può anche essere pneumatico) che agisce sullo stelo di una valvola a due o più vie in modo da far variare il flusso in una o più delle vie di uscita della valvola stessa.

In pratica lo stelo fa variare la sezione di efflusso mediante il movimento dell'*otturatore* che si trova alla fine dello stesso stelo. In Figura 467 si ha la sezione di una tipica valvola nella quale è ben visibile lo stelo e l'otturatore con la sua funzione di controllo del flusso. Ogni valvola presenta una *curva caratteristica* che lega la corsa dell'otturatore, H, con la portata $\dot{m}$ del fluido nell'ipotesi che la differenza di pressione, Δp, della valvola (fra la sezione a monte e quella a valle) sia pari ad *1 bar*.

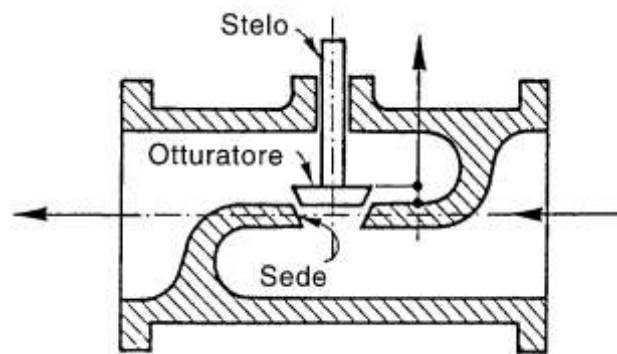



Figura 467: Schema costruttiva di una valvola

La curva caratteristica dipende dal tipo di valvola e quindi da tipo di otturatore (forme geometriche, accoppiamenti fluidodinamici, …) e può modificare nettamente l'azione y-y_0 del regolatore. Data la limitatezza del Corso si considereranno solamente due tipologie di curve caratteristiche:

- Caratteristica lineare;
- Caratteristica equipercentuale.

Caratteristica Lineare

La curva è definita dall'equazione:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 + bH$$

ove $\dot{m}_0$ è la portata che trafila a valvola chiusa e b è un opportuno coefficiente di proporzionalità.

Caratteristica equipercentuale

La curva è definita dall'equazione:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 e^{cH}$$

ove $\dot{m}_0$ è la portata di tra filamento a valvola chiusa e c è una costante positiva. In Figura 468 si hanno le rappresentazioni grafiche delle due caratteristiche.

Valvole a tre vie

Rivestono moltissima importanza nelle regolazione impiantistica le valvole a tre (e anche a quattro) vie. Le valvole a tre vie sono caratterizzate da due flussi che attraversano lo stesso corpo della valvola. A seconda dei sensi di questi flussi si possono avere due tipologie di valvole a tre vie:

- Valvole miscelatrici;
- Valvole deviatrici.

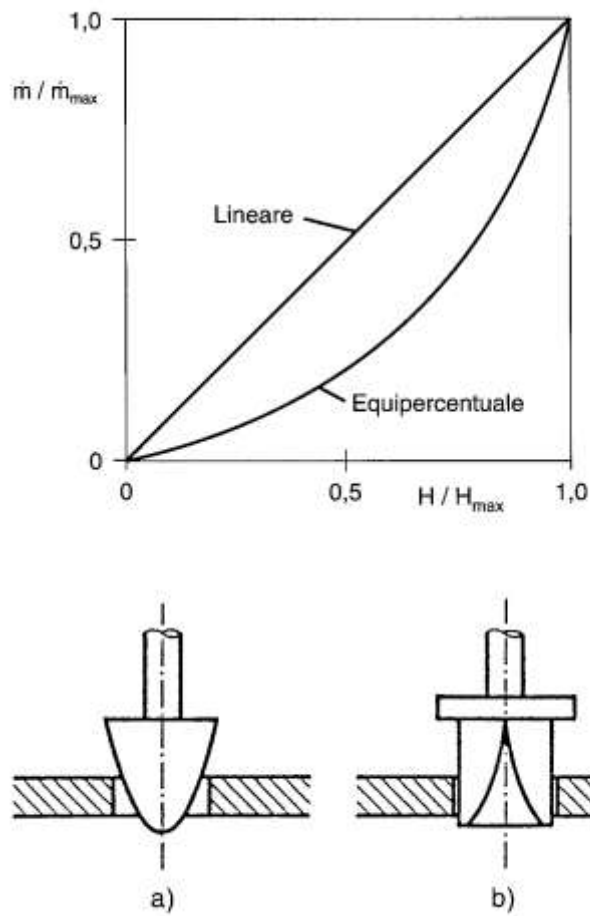



Figura 468: Curve caratteristiche lineari ed equipercentuale di una valvola

Nel caso delle valvole *miscelatrici*, vedi Figura 469 a, i due flussi entranti sono miscelati formando il flusso uscente. Nel caso delle valvole *deviatrici*, vedi Figura 469 b, il flusso entrante viene suddiviso in due flussi uscenti. In genere è sempre bene montare le valvole in modo da avere il flusso contrario alla direzione di chiusura dello stelo.

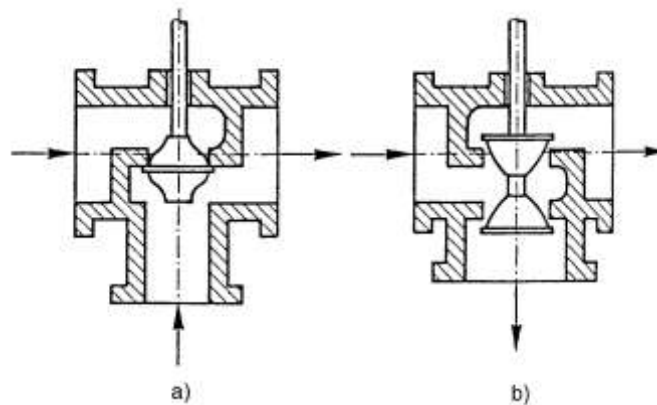



Figura 469: Tipologie di valvole a tre vie: Miscelatrici e Deviatrici

Si osservi che per ottenere un'azione di efficace regolazione dalla valvola occorre che questa abbia *autorità* nel circuito da controllare, ossia essa deve creare una perdita di carico tale da essere confrontabile con quella del resto del circuito da regolare.

Questo parametro (*autorità* della valvola) è di solito riportato dalle ditte costruttrici al variare della portata e della posizione dello stelo. Un'*autorità* bassa porta ad una variazione lineare della portata con l'apertura dello stelo mentre un'*autorità* elevata (>0.5 e < 1) porta ad una apertura non lineare, di tipo percentuale (vedi Figura 468). Di una valvola si definisce il coefficiente di regolazione dato da:

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}}$$

con *Q* portata volumetrica e Δp perdita di pressione attraverso la valvola. Si definisce *autorità* β il rapporto:

$$\beta = \frac{\Delta p_{valvola}}{\Delta p_{tubazione} + \Delta p_{valvola} + \Delta p_{altri_elementi}}$$

Il diametro della valvola è sempre inferiore di una o due misure rispetto al diametro della tubazione nella quale è inserita proprio per darle *autorità*.

La disposizione della valvola deve tenere conto di alcune considerazioni basilari. La pompa di circolazione deve lavorare a *portata costante* mentre la valvola di regolazione deve lavorare a portata variabile per effettuare una regolazione del circuito.

Questo suggerisce di posizionare la valvola in modo da lasciare inalterata la portata nella pompa di circolazione (valvola a miscela) o a valle della pompa stessa. La stessa considerazione della portata costante si applica alle caldaie e ai refrigeratori d'acqua e pertanto valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza sulla posizione corretta della valvola di regolazione.

19.5 ELEMENTI SENSIBILI

I sistemi di controllo sopra accennati ricevono segnali provenienti dall'impianto mediante opportuni sensori che possono essere:

- Elettrici;
- Meccanici

Nel primo caso si hanno trasduttori di segnale analogici[145] che forniscono in uscita segnali elettrici e/o elettronici mentre nel secondo caso si ha un segnale meccanico (spostamento di un braccio, pressione, …) che in qualche caso risulta più utile da utilizzare.

Oggi si tende ad utilizzare sistemi di controllo sempre più sofisticati e complessi che utilizzano segnali elettronici digitali. In questo caso il segnale utilizzato non è più analogico (*tensione, corrente, resistenza, … variabili con lo stesso andamento temporale del segnale rilevato*) bensì trasformato in sequenza di numeri (*digit*) mediante particolari meccanismi[146].

Il vantaggio dei segnali digitali consiste, principalmente, nella possibilità di utilizzare controllori computerizzati.

---

[145] Un *trasduttore* è un dispositivo che trasforma un segnale in un altro. Di solito si utilizza il trasduttore per ottenere un segnale più utile rispetto a quello trasformato. Ad esempio si usa un trasduttore per rilevare la temperatura interna degli ambienti; questi sono costituiti da elementi sensibili che, mediante opportune leggi fisiche, forniscono un segnale *proporzionale* (e quindi *analogico*, cioè con la stessa legge di variazione) della temperatura ambiente. Mediante termoresistenze, ad esempio, si hanno segnali di tensione proporzionali alle temperature rilevate. Analogamente per il rilevamento delle altre grandezze fisiche dell'impianto (pressione, umidità, …).

[146] Purtroppo la limitatezza del corso non ci consente di approfondire questi argomenti. I *traduttori AD* (*analogici digitali*) operano una scansione del segnale continuo a frequenza opportuna e trasforma il valore campionato in una sequenza di 0 e 1 (*digit*) che, in logica binaria, lo rappresentano numericamente.

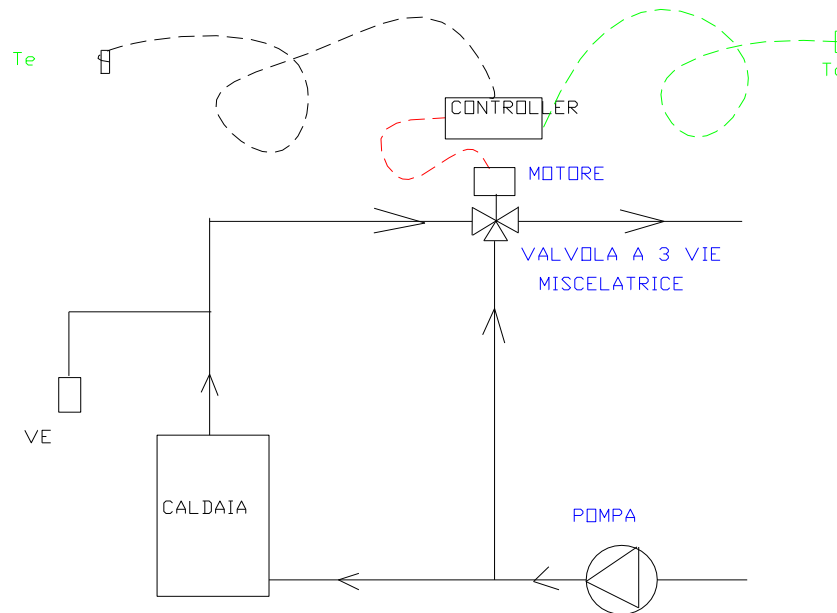



Figura 470: Sistema di controllo con sonda esterna ed interna

19.6 SISTEMI DI REGOLAZIONE COMPUTERIZZATI

Rappresentano la naturale evoluzione dei sistemi di regolazione elettronica prima accennati.

La crescente complessità dei moderni impianti e l'esigenza di controllare centralmente non solo gli impianti termotecnici ma anche quelli di illuminazione, gli ascensori, l'impianto di rilevazione delle presenze, di accesso e di sicurezza antincendio, …. , ha portato all'esigenza di avere sistemi di controllo sempre più potenti e sofisticati.

I computer consentono di ottenere questi risultati a patto che i segnali da controllare e tutti i sistemi di attuazione[147] siano digitali.

I sistemi computerizzati sono di architettura complessa e realizzano tutte le più moderne tecniche informatiche per le reti dati.

In genere si ha una rete principale ed uno o più anelli secondari , vedi Figura 471, che collegano controllori elettronici - digitali in grado di colloquiare con l'unità centrale sia per riportare i valori delle variabili da loro controllate sia per attuare gli ordini ricevuti dal computer centrale.

Il computer centrale provvede ad interrogare le unità periferiche (*che sono computer di minore potenza di quello centrale e con programmi registrati in speciali memorie non volatili, EPROM*) per conoscere lo stato delle variabili di controllo da esse regolate e per modificare le leggi di controllo.

Le unità periferiche sono programmate per attuare un controllo su un numero limitato di periferiche, vedi Figura 472.

[147] Gli *attuatori* sono dispositivi che ricevono segnali in ingresso e forniscono in uscita segnali di maggiore potenza. Il motore che comanda la valvola a tre vie già vista negli impianti di Figura 463 riceve un segnale debole dalla centralina e lo trasforma in un segnale forte (necessario per comandare lo stelo della valvola). Dispositivi attuatori si utilizzano in varie parti dei componenti di impianto: per le serrande di regolazione, per le valvole, ….

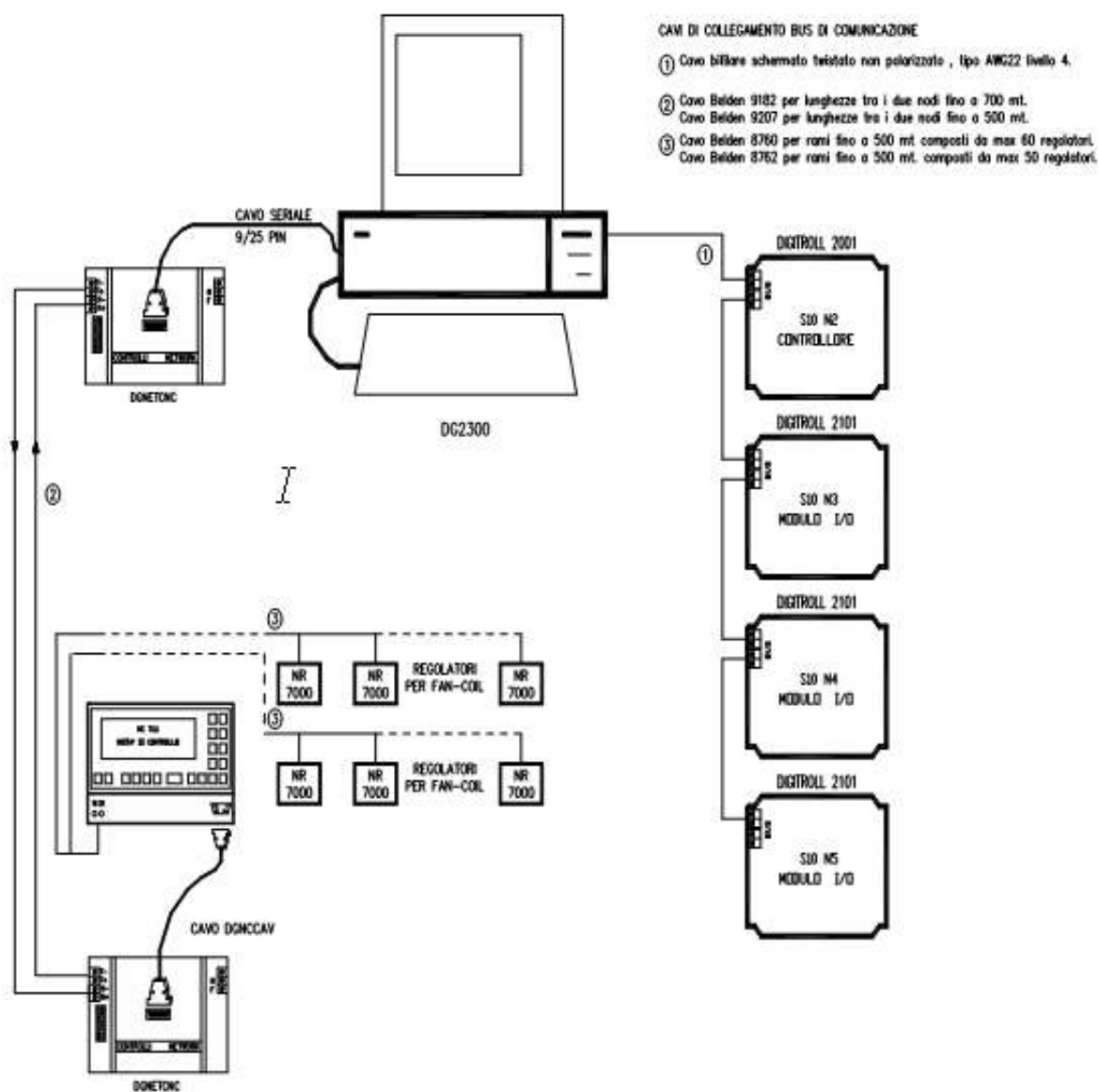



Figura 471: Sistema di controllo centralizzato mediante computer

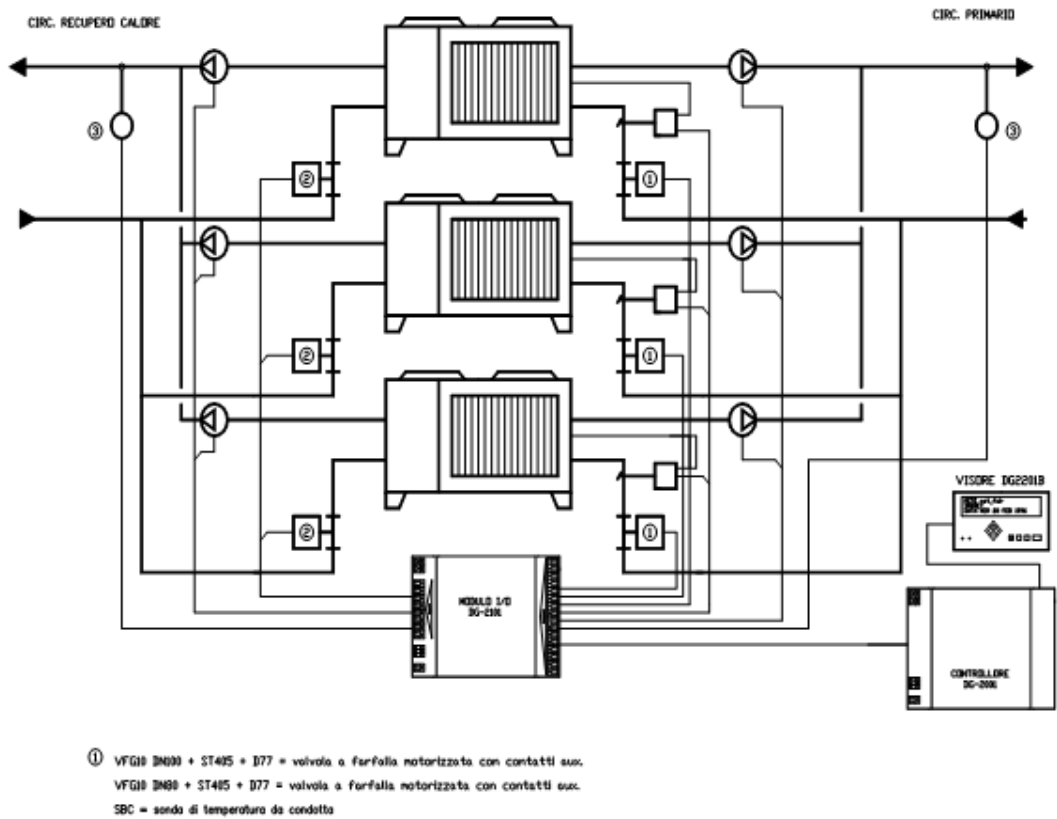



Figura 472: Esempio di regolazione computerizzata di 3 refrigeratori d'acqua

Così, ad esempio, si può conoscere in ogni istante la temperatura di mandata dei refrigeratori d'acqua, lo stato di efficienza dei filtri d'aria, le temperature di alcuni ambienti,….e al tempo stesso si può richiedere che la temperatura dell'acqua fredda sia cambiata. I sistemi di controllo computerizzati possono assolvere a molte altre funzioni, oltre quelle qui accennate per il controllo *HVAC*.

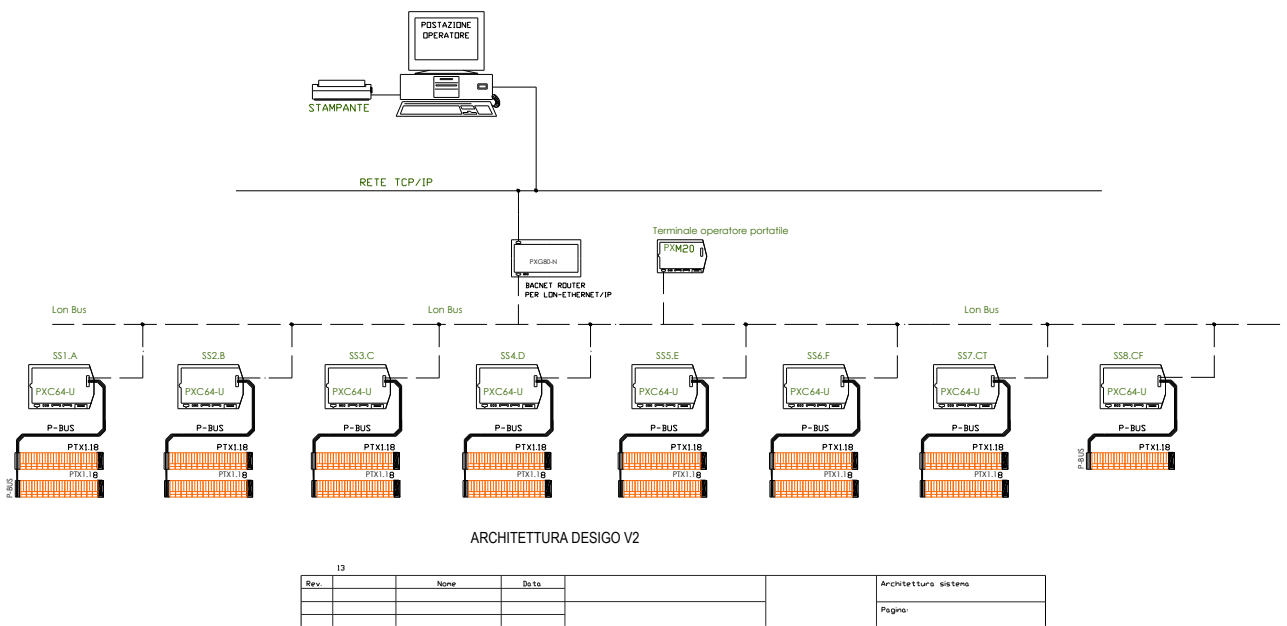



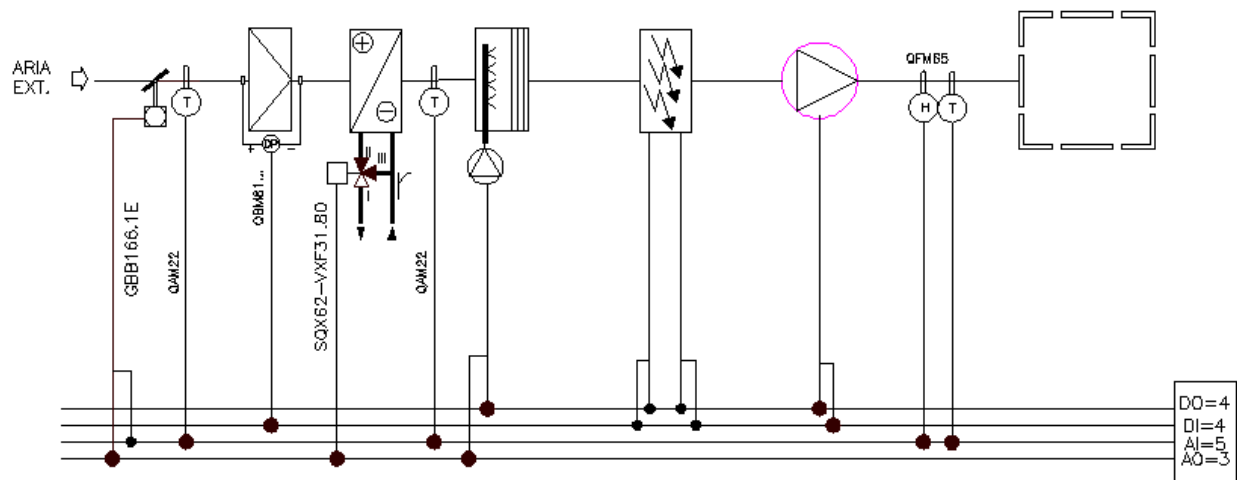
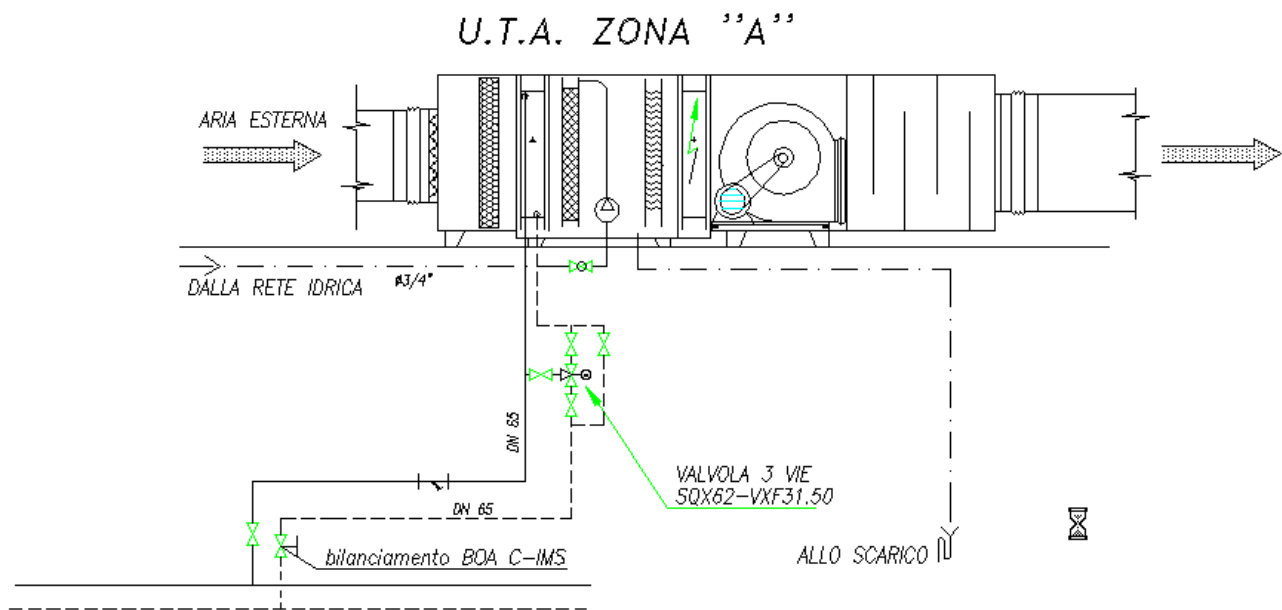
Figura 473: Esempio di controllo distribuito e bus di trasmissione dati

Logica:
- Avviamento UTA da comando orario, o manuale da terminale
- Apertura serranda A.E. che da stato innesca DO ventilatori
- Comando stato ed allarme sw ventilatore A.imm.
- Allarme filtro;
- Batteria Caldo e/o freddo da set point T° a punto fisso compensato
- Umidificazione (pompa) e deumidificazione post-elettrico da set-point H canale aria immessa.-

Figura 474: Esempio di controllo di UTA

Ad esempio possono controllare gli impianti di illuminazione interni ed esterni o anche rilevare le presenze di persone nelle stanze di albergo, regolare il flusso degli ascensori, gestire il sistema anti intrusione, il sistema antincendio,.…. Le dimensioni dei sistemi di controllo (computer, quadri sinottici, cavi, …) possono essere ragguardevoli e tali da occupare uno o più piani di edifici complessi.

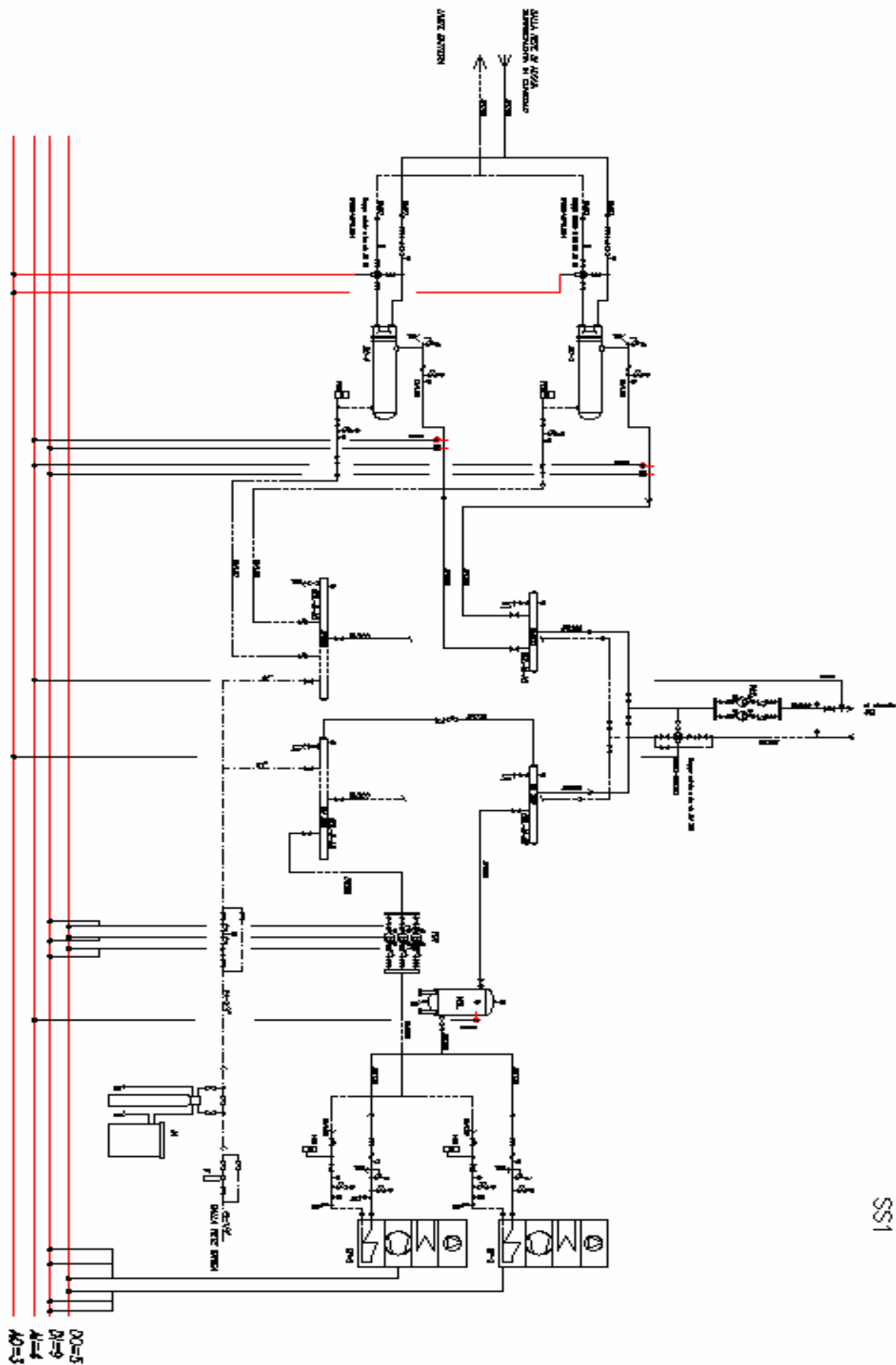



Figura 475: Esempio di controllo elettronico di una Centrale Termica

Figura 476: Legenda dei simboli utilizzati per lo schema di centrale precedente

Un altro grande vantaggio del controllo centralizzato è che, mediante reti telematiche o semplici modem, si possono effettuare controlli e variazioni di set point anche a distanza. Ciò riduce le spese di gestione (si pensi ad gestore che può tranquillamente controllare dal proprio ufficio il funzionamento degli impianti ed intervenire su chiamata) e di sicurezza.

Spesso sono le società fornitrici dei sistemi ad effettuare il controllo di buon funzionamento dei sistemi rilevando, a distanza, le eventuali anomalie e quindi intervenire in tempi brevi su eventuali malfunzionamenti.

Figura 477: Gestione automatizzata di un intero edificio

Figura 478: Gestione integrata di tutti gli impianti di un edificio

19.7 PRINCIPI DI REGOLAZIONE ELETTRONICA DDC

I sistemi digitali trattano esclusivamente dati *digitali* (si rimanda ai richiami di Informatica che gli Allievi certamente avranno studiato nel corso dei loro studi) e cioè in formato *numerico binario*, l'unico che può essere attualmente compreso dai computer.

Ne consegue che tutti i dispositivi di controlli in campo (*valvole, regolatori, traduttori,…)* debbono fornire al sistema di controllo (*cioè al computer dedicato a questa funzione*) dati in formato digitale.

I trasduttori di grandezze fisiche (*temperatura, pressione, umidità, entalpia, portata,* …) sono detti *analogici* perché trasformano la variazione della grandezza rilevata in un variazione di corrente o di tensione avente *la stessa logica*, d'onde il nome *analogica*, della grandezza originale.

Naturalmente il rapporto fra l'andamento della variabile di controllo (corrente, tensione, resistività, …) e l'andamento della variabile originaria (temperatura, pressione, portata, …) deve essere lineare e cioè si deve avere un valore costante che dipende dal dispositivo di rilevazione.

Ad esempio una termocoppia opportunamente scelta fornisce una tensione ai capi direttamente proporzionale alla differenza di temperatura delle coppie di conduttori (vedasi la *Legge di Seebeck in Fisica Tecnica*).

Figura 479: Linearità di un sensore di temperatura

La linearità del trasduttore è fondamentale per il controllo altrimenti si possono avere effetti indesiderati e problemi di instabilità difficili da tenere sotto controllo.

La scelta di trasduttori di tipo elettrico (invero non i soli possibili) risulta conveniente ai fini del controllo perché i dispositivi elettronici sono più rapidi di quelli meccanici (ad esempio i dispositivi per la regolazione pneumatica ad aria compressa) e perché è più facile trasportare un segnale di tipo elettrico che di qualsivoglia altra natura.

Infine un segnale elettrico può facilmente essere trasformato in segnale digitale.

Quest'ultimo è ottenuto campionando il segnale originale con frequenza di campionamento costante e superiore a 2,5 volte la frequenza del segnale campionato (*Teorema di Nyquist*).

Le singole letture (*cioè le ordinate del segnale in corrispondenza del tempo di campionamento*) sono trasformate in valore numerico mediante il trasduttore A/D che fornisce in uscita un valore proporzionale al valore letto e normalizzato in funzione del numero massimo di digit che esso può elaborare.

Quando il segnale è così digitalizzato può essere trasmesso come un treno di bit sul bus dati e ricevuto dal computer che può a sua volta elaborarlo in formato digitale.

Quando il computer trasmette un segnale ad un dispositivo esterno (*attuatore*) questo deve essere a sua volta trasformato in segnale analogico mediante un nuovo convertitore *Digitale/Analogico* (DA).

In questo modo l'elettronica di controllo dell'attuatore potrà utilizzare il segnale ricevuto per effettuare il controllo. Si pensi, ad esempio, ad una valvola a tre vie con controller comandato da un segnale analogico che può variare a 0 a 5 V.

A DDC general purpose controller
8 inputs/8 outputs

8 INPUTS	
Channel numbers*	Specifications
1 to 4	Discrete or analog (0-10 V DC)
5 and 6	Temperature
7 and 8	Discrete, analog or temperature
	Discrete
	Dry contact
	Pulsed dry contact
	Analog
	4-20 mA
	0-10 VDC
	Temperature
	5 K and 10 K ohm thermistors
	1 K ohm nickel RTD

8 OUTPUTS	
Channel numbers*	Specifications
1 to 4	Discrete
5 and 6	Analog
7 and 8	Discrete or analog
	Discrete
	24 VDC @ 80 mA
	Analog
	4-20 mA
	0-10 VDC

* Each channel is a two-wire connection for a sensor input or actuator output.

Figura 480: Esempio di controller locale con convertitori A/D e D/A incorporati

I dispositivi che trasformano una grandezza analogica in una digitale sono detti trasduttori. Più precisamente, ai fini del controllo digitale, si hanno due tipologie di segnali che sono trasformati in digitali:

- Analogico: si tratta di segnali continui che sono trasformati in discreti con un convertitore A/D (analogico digitale).
- Discreto: si tratta di un segnale che può assumere solo due posizioni, ad esempio acceso e spento, chiuso e aperto, … Di fatto la digitalizzazione è realizzata associando ad uno stato lo 0 (zero) ed all'altro 1 (uno). Così, ad esempio, per pompa accesa si ha 1 mentre per pompa spenta si ha 0.

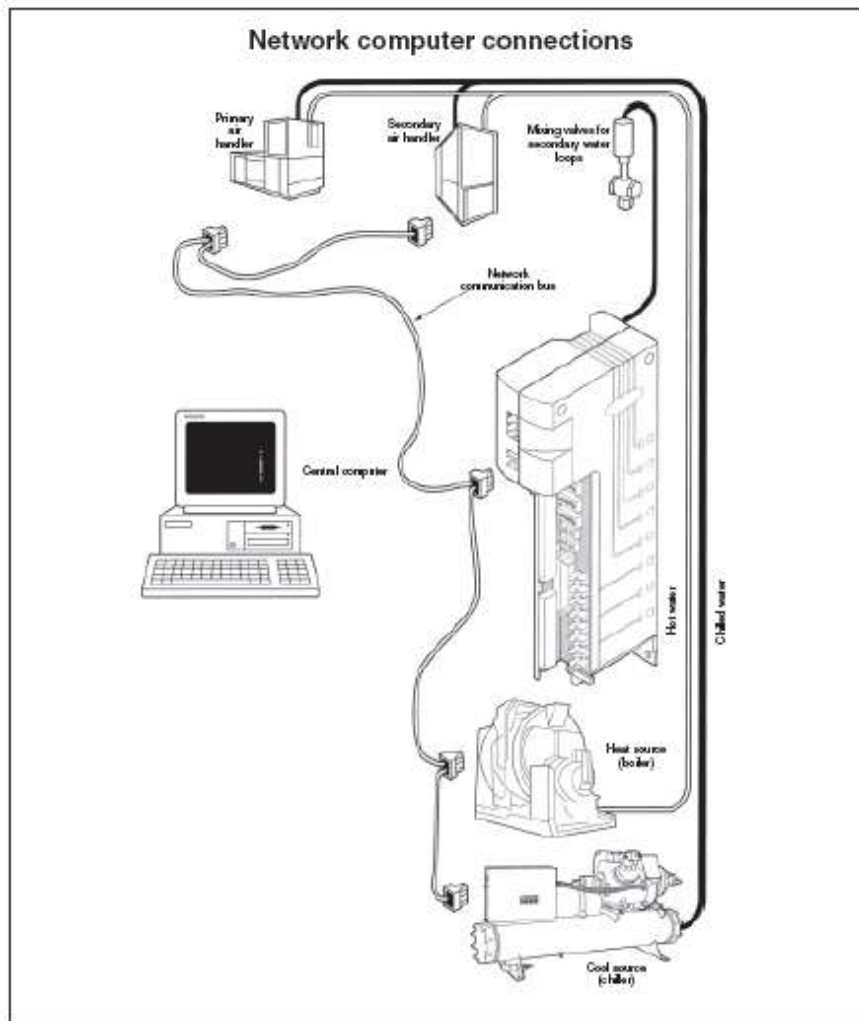



Figura 481: Collegamenti del controller locale ai dispositivi e al computer centrale

A sua volta i segnali possono essere sia di input che di output e pertanto il bus dati ha in genere 4 linee denominate:

- ***AI*** – Analogico Input; (sensore)
- ***AO*** - Analogico Output; (attuatore)
- ***DI*** – Discreto Input; (sensore)
- ***DO*** – Discreto Output (attuatore).

Il controller digitale utilizza questi dati per ricevere informazioni dalle apparecchiature in campo e per comandare gli attuatori di controllo.

Le funzioni di controllo possono essere svolte da un unico computer centralizzato sfruttando la velocità di elaborazione dei segnali dei moderni processori. Tuttavia per motivi di sicurezza e di flessibilità si preferisce avere una rete di computer dedicati localizzati ciascuno con un computo ben specifico di controllo locale di uno o più dispositivi.

Questi controller locali colloquiano, tramite bus dati, con il computer centrale che assolve alle funzioni di monitoraggio e di super controller.

Il vantaggio di questa soluzione risiede ne fatto che i controller locali sono di solito specializzati. Ad esempio un controller è dedicato ai fan coil, un altro alle UTA, un altro ai refrigeratori e così via.

Inoltre i controller locali possono avere memorie e programmi dedicati che sono di solito programmati in fabbrica o sul campo con particolari dispositivi.

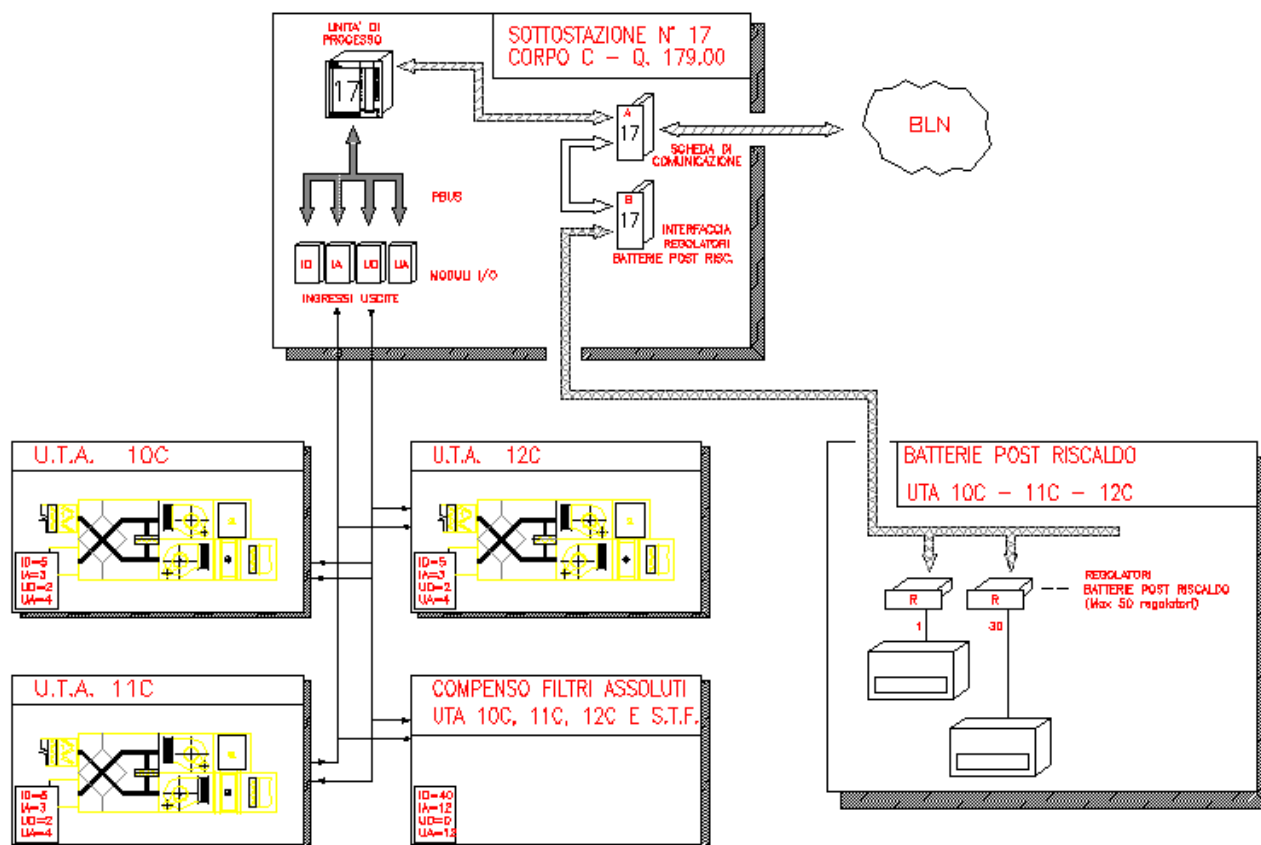



Figura 482: Esempio di collegamenti dei linee dei segnali al bus dati

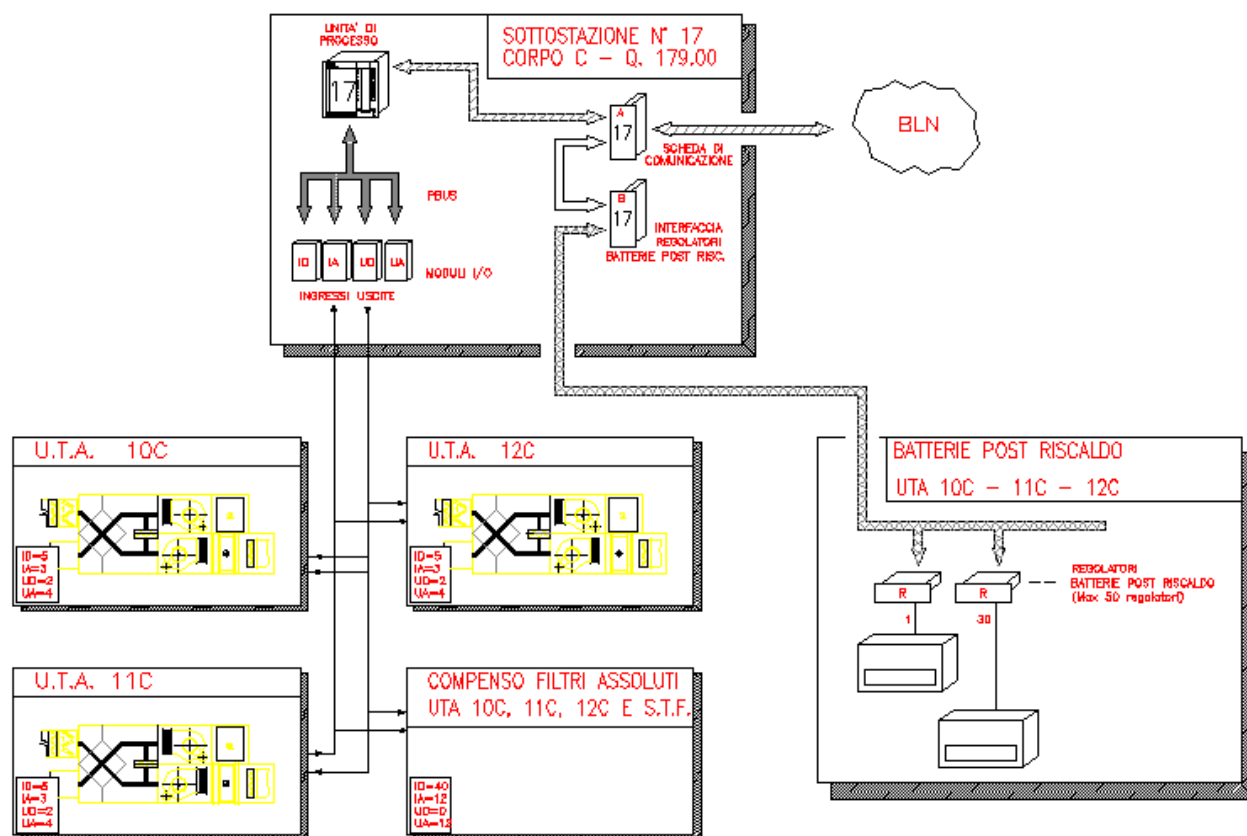



Figura 483: Esempio di collegamenti di controller locali su più dispositivi

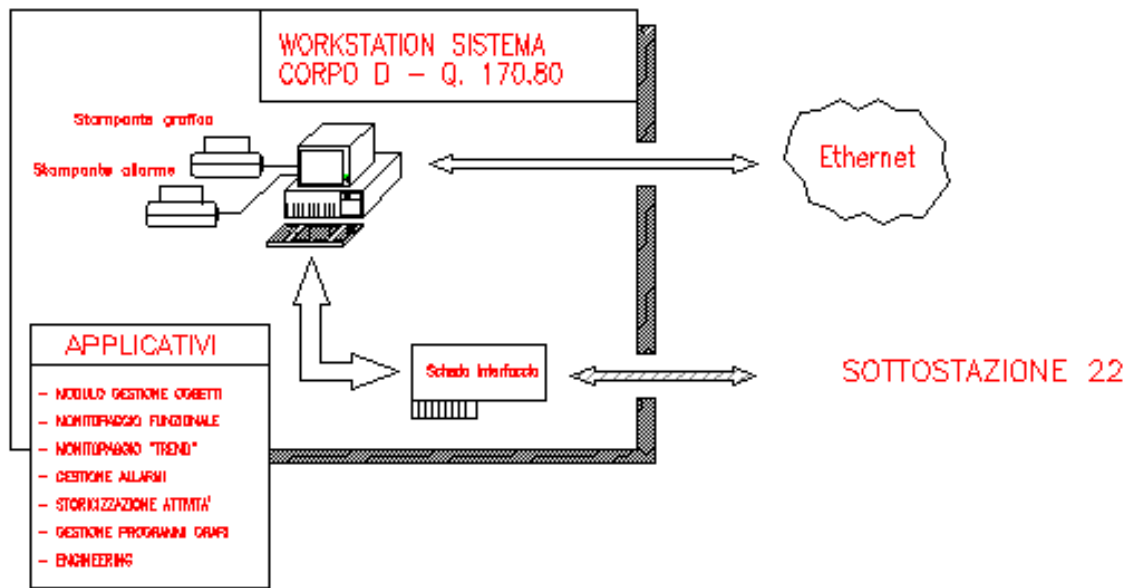



Figura 484: Layout del controller principale di impianto

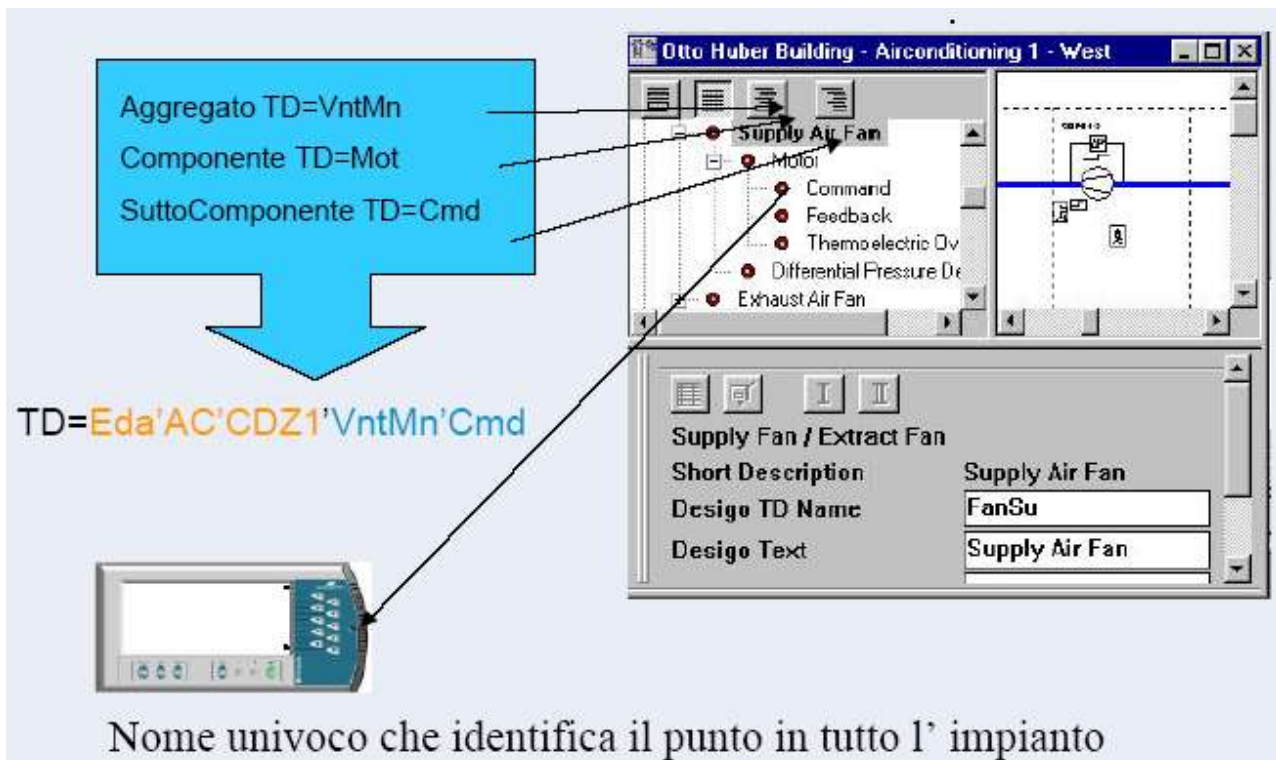



Figura 485: Esempio di programmazione dei controller locali

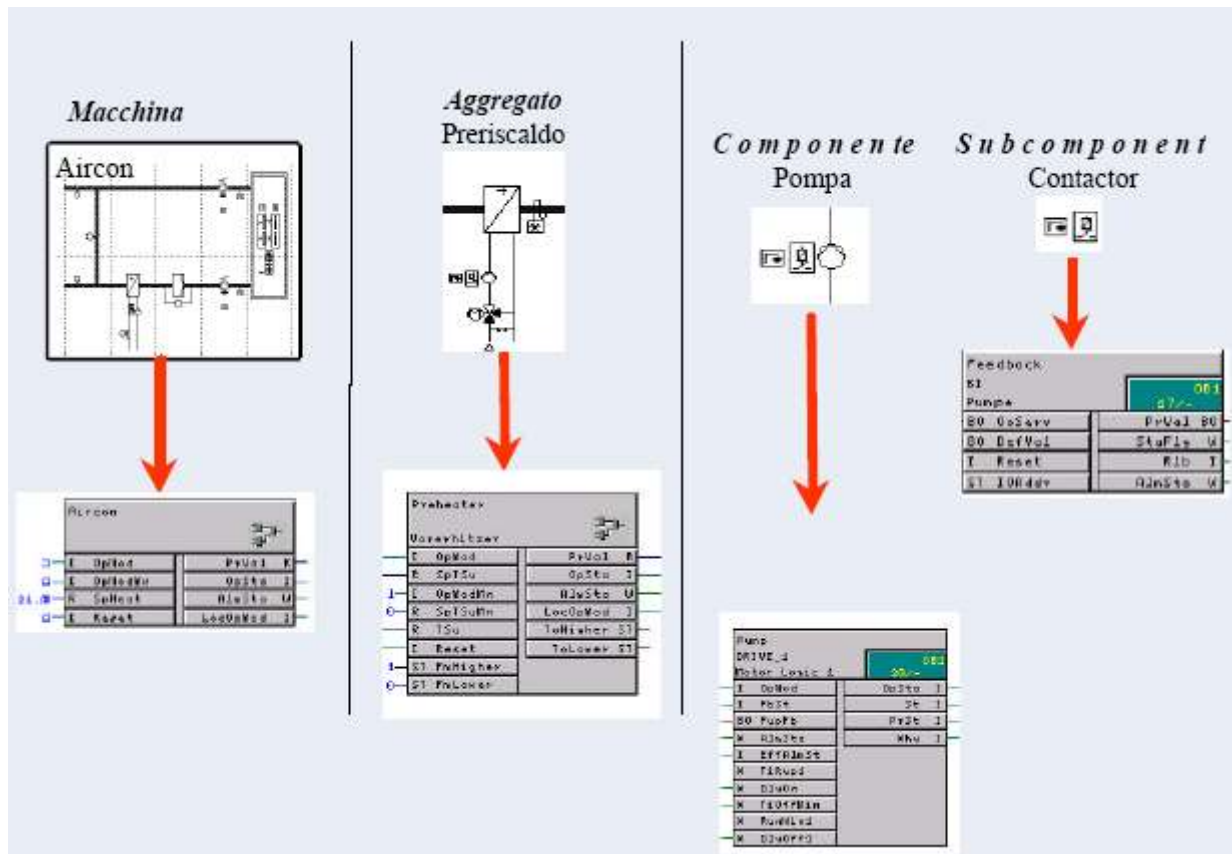



Figura 486: Esempi di programmazione dei controller locali : librerie di sottoprogrammi

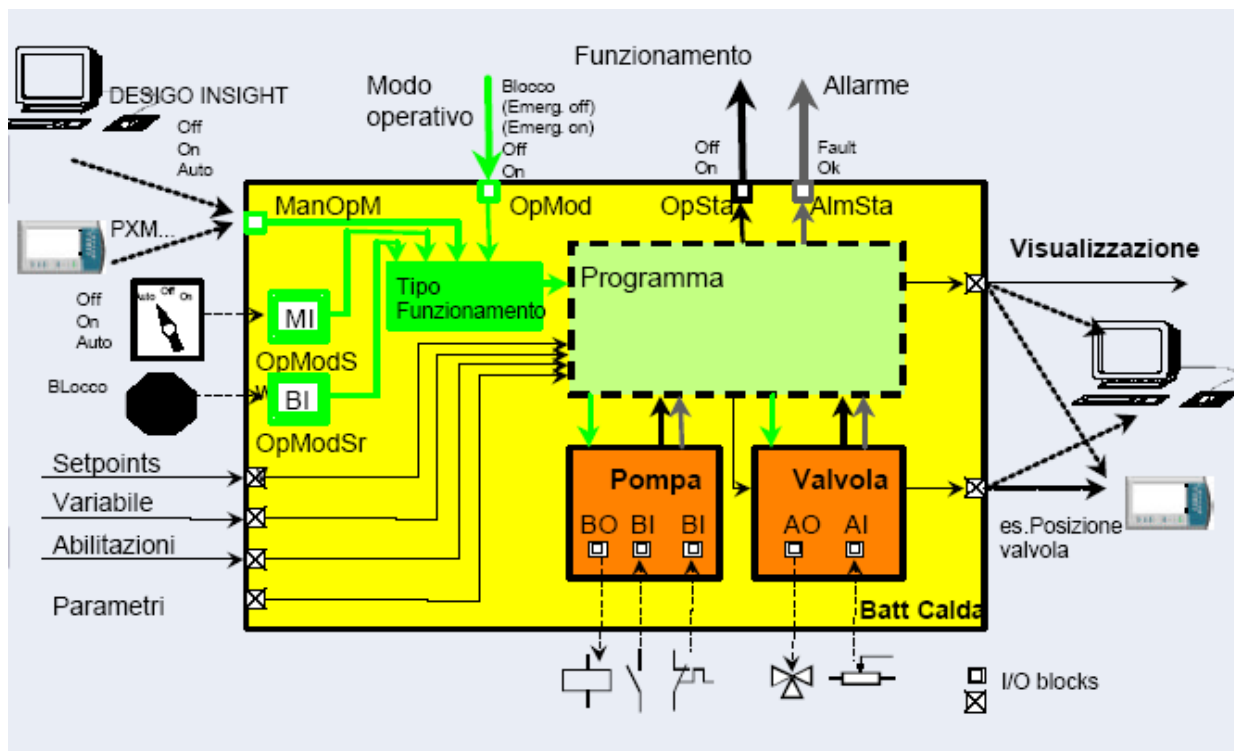



Figura 487: Configurazione dei set point di un controller

Nei dati (in *EPROM*) possono essere archiviati i settagli iniziali (o di *default*) delle apparecchiature controllate (ad esempio le temperature desiderate degli ambienti) in modo che in caso di attivazione

delle funzioni di controllo (sia per l'avviamento iniziale che per una ripresa dopo interruzione di alimentazione elettrica) i controller possano sempre assolvere alle loro funzioni.

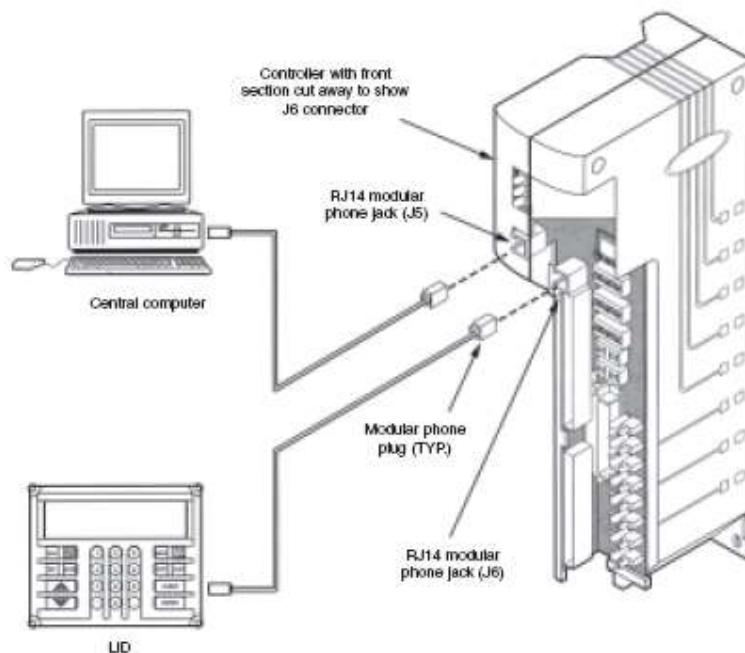



Figura 488: Collegamento del controller locale al supervisor e all'unità di programmazione

Figura 489: programmatore per EPROM di controller locali

Il collegamento dei controller locali avviene, come già detto, tramite bus dati. Ebbene malgrado tutti gli sforzi fatti in questo settore per standardizzare il collegamento fra le unità di controllo non si è riusciti a trovare una soluzione unica. Ciò significa che la trasmissione dati è spesso effettuata con linee e protocolli proprietari dai vari Costruttori con tutte le conseguenze che queste soluzioni comportano.

Qualche costruttore sta comunque effettuando qualche sforzo significativo per adottare standard internazionali. I vantaggi di queste scelte sono, ovviamente, una maggiore conoscenza degli standard, una maggiore facilità di reperire materiali e personale qualificato e, soprattutto, una facilità di integrazioni di sistemi di diverso costruttori senza problemi di interfacciamento. Così, ad esempio, l'adozione di bus standard può facilmente integrare le reti interne con le reti esterne (ad esempio di tipi Internet o in genere Intranet) e quindi ampliare le capacità di controllo con dispositivi portatili quali i telefoni cellulari (via WAP) o computer portatili tipo PDA dotati di collegamenti wireless.

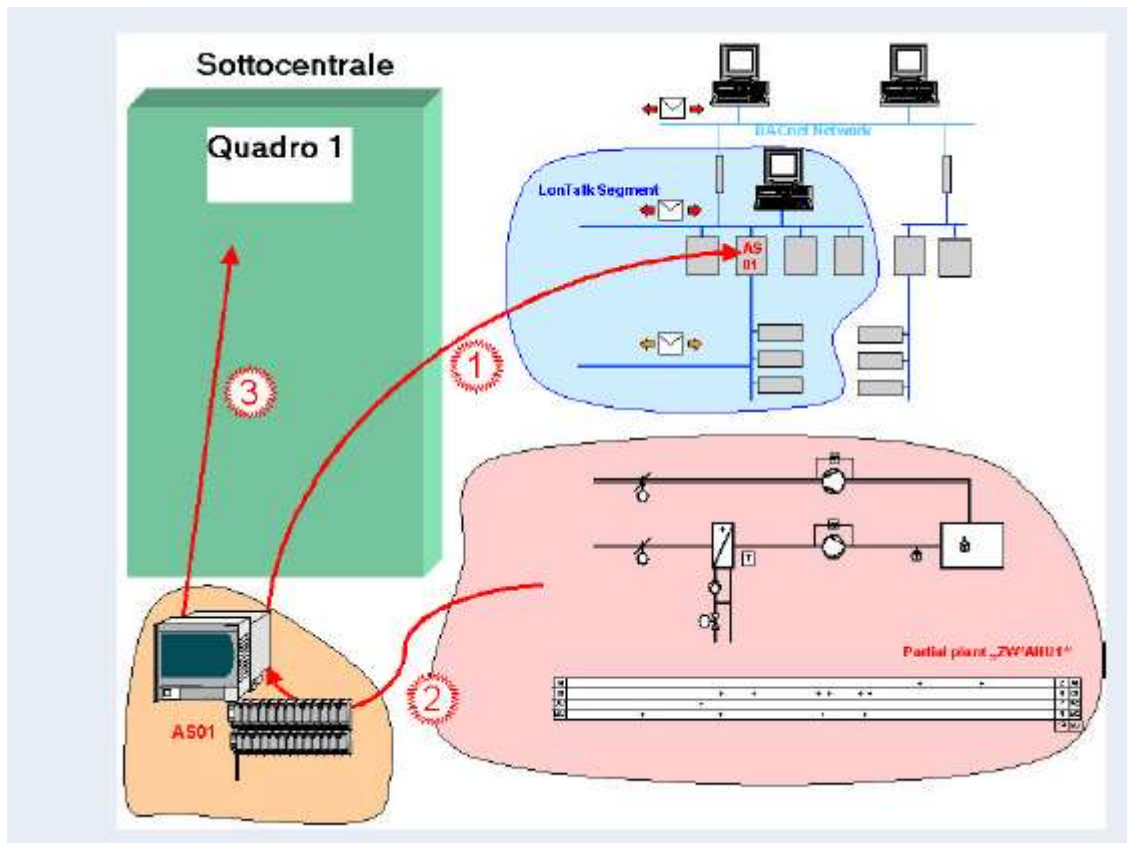



Figura 490: Schema di collegamento delle apparecchiature al bus

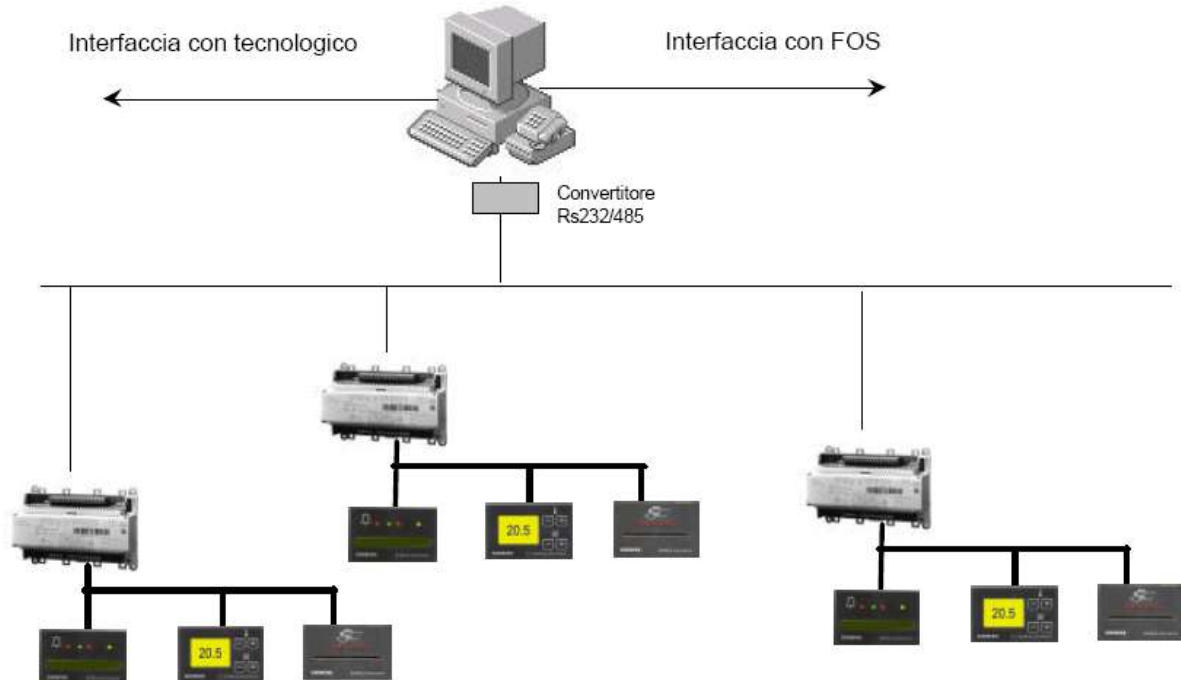



Figura 491: Insieme di controller locali collegati in rete ad una unità centrale

19.8 REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA NEGLI IMPIANTI DI RISCALDAMENTO

La L 10/91 impone che gli impianti debbano adeguare la potenza termica erogata al fabbisogno effettivo dell'edificio e dei locali.

La regolazione può essere sia *centralizzata* (adeguamento della potenza ai fabbisogni dell'edificio) che *localizzata* (adeguamento della potenza fornita dai terminali ai fabbisogni di ciascun locale).

Le due regolazioni non sono fra loro contrapposte ma possono coesistere per migliorare i rendimenti di regolazione. Con la regolazione *centralizzata* si fa in modo che il generatore di calore fornisca l'energia termica strettamente necessaria a soddisfare il fabbisogno dell'edificio, indipendentemente dal fatto che nei singoli locali sia effettivamente ceduta l'energia da questi richiesti.

Può accadere, infatti, che la rete di distribuzione non sia equilibrata[148] e che i locali non siano riscaldati in modo corretto ovvero può anche accadere che in locale correttamente servito dall'impianto qualcuno apra le finestre e quindi produca una variazione del carico termico non prevista in sede di progetto.

19.8.1 EQUAZIONE DELLA CENTRALINA DI REGOLAZIONE

Il fabbisogno energetico dell'edificio può essere caratterizzato, come si è visto nel capitolo sugli impianti di riscaldamento, dall'equazione:

$$Q_{edificio} = C_g V \left(t_a - t_e\right) \qquad [438]$$

ove si ha il simbolismo:

- C_g coefficiente globale di perdita dell'edificio, conforme *al DPR 412/93, (W/m³°C);*
- V volume totale riscaldato dell'edificio, *m³;*
- t_e temperatura esterna di progetto, °*C*;
- $t_a i$ temperatura interna di progetto, °*C*.

Gli elementi terminali nei singoli locali cedono[149] a questi ultimi una quantità di energia pari a:

$$Q_{radiatori} = \sum_{locali} KS\left(t_m - t_a\right)^m \qquad [439]$$

ove si ha:

- K trasmittanza termica dei radiatori, *(W/m²K);*
- S superficie radiante dei radiatori, (*m²*)
- t_m temperatura media dei radiatori , $t_m = (t_i - t_u)/2$, *(°C)*
- t_a temperatura dell'aria ambiente, °C.
- m coefficiente di correzione termica dettato dalla norma *UNI-CTI 6514/69* e che varia in funzione del tipo di radiatore secondo la seguente tabella:

Elemento radiante	*Esponente m*
Radiatori	*1.25÷1.30*

---

[148] Una rete di distribuzione deve assicurare che ad ogni terminale ambiente arrivi la giusta portata di acqua calda necessaria al riscaldamento. Poiché le reti sono quasi sempre molto ramificate e complesse, accade spesso che non siano rispettati questi vincoli e che in alcuni rami venga convogliata una portata maggiore di quella di progetto per effetto di una minore resistenza al moto (vedi capitolo sul *Moto dei fluidi* in *Fisica Tecnica* o il *Volume Terzo* del presente corso di *Impianti Termotecnici*) per effetto di una scelta dei diametri dei tubi necessariamente legata alle serie commerciali piuttosto che alle necessità di calcolo. Ne consegue che, pur avendo in partenza, dalla pompa di circolazione in centrale termica, una portata totale di acqua calda *congruente* con il carico totale dell'edificio ($\dot{m}c\left(t_a - t_r\right) = c_g V \Delta t$) la distribuzione nei singoli locali non sia *congruente* con i singoli carichi ambientali ($\dot{m}_{loc}c\left(t_e - t_u\right) \neq kS\left(t_m - t_a\right)$ ove t_e ee t_u sono le temperatura di entrata ed uscita dai radiatori, t_m la temperatura media del radiatore e t_a la temperatura media dell'aria dell'ambiente). Ci saranno, quasi sempre, alcuni locali che riceveranno più calore di quanto da loro richiesto ed altri, per conseguenza, che ne riceveranno di meno. Per questo motivo l'operazione di *bilanciamento della rete di distribuzione* è di fondamentale importanza per il corretto funzionamento di tutto l'impianto.

[149] Si vedrà nel Secondo Volume come varia la potenza ceduta da un terminale al variare della differenza di temperatura.

Convettori termici	1.50÷1.70
Ventilconvettori, Aerotermi	1

Tabella 118: Coefficienti correttivi dei corpi scaldanti

La condizione di congruenza sopra indicata richiede che sia:

$$C_g V \Delta t = \sum_l KS\left(t_m - t_a\right)^m \qquad [440]$$

dalla quale si trae il valore della temperatura media:

$$t_m = t_a + \left[\frac{C_g V}{\sum_l KS}\left(t_a - t_e\right)\right]^{1/m} \qquad [441]$$

Possiamo scrivere questa equazione nella forma:

$$t_m = t_a + \left[C\left(t_a - t_e\right)\right]^n \qquad [442]$$

Questa equazione è detta *equazione della centralina* e, se opportunamente programmata, consente di avere un dispositivo di controllo che adegua la temperatura media dell'acqua calda alla variazione della differenza $(t_a - t_e)$. Il coefficiente C e l'esponente n dipendono dall'edificio e dal sistema di riscaldamento (*cioè dal tipo di terminale*) utilizzato, come indicato in Figura 492.

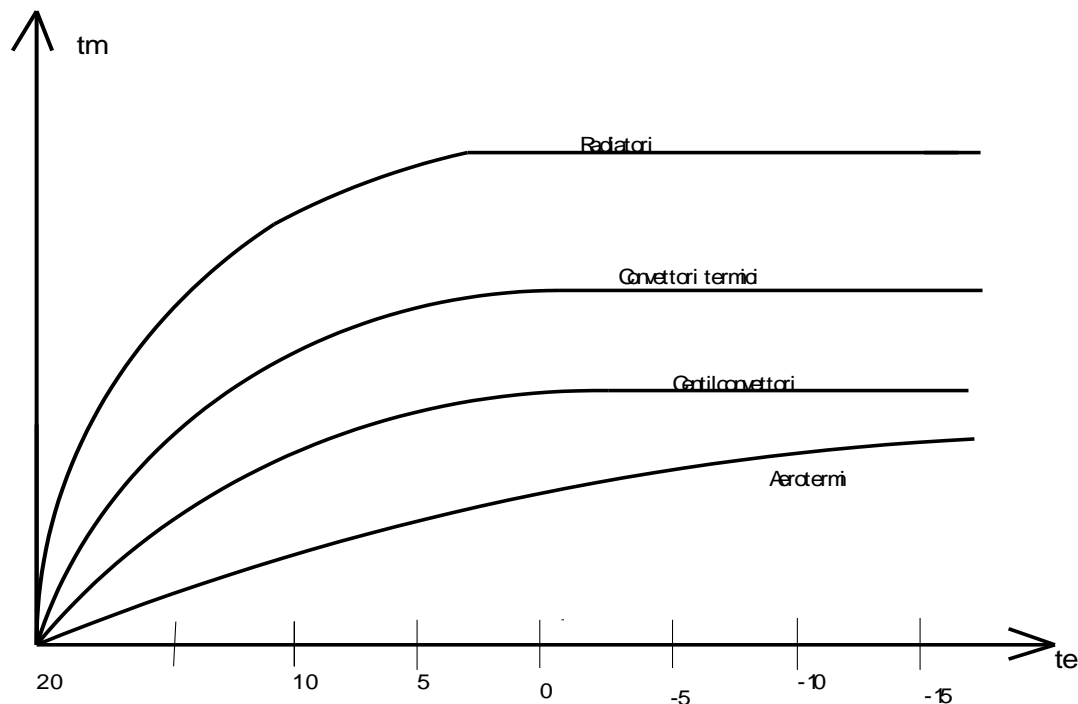



Figura 492: Curve di regolazione delle centraline

In funzione della correzione la centralina agisce su un attuatore che, solitamente, è una valvola motorizzata a tre o a quattro vie comandata con un servomotore la cui posizione è funzione della temperatura di mandata desiderata. Si osservi che la temperatura di mandata dell'impianto è legata alla temperatura media dell'acqua calda dalla semplice relazione:

$$t_m = \frac{t_i + t_u}{2} = \frac{t_M - \left(t_M - \Delta t_{i,u}\right)}{2} = t_M - \frac{\Delta t_{M,m}}{2}$$

e per i valori correnti di $\Delta t_{M,m} \approx 10°C$ si ha:

$$t_m = t_M - 5°C$$

Di norma l'equazione [442] viene linearizzata nella forma:

$$t_m = t_a (c+1) - c t_e \qquad [443]$$

con *c* valore tipico del *sistema edificio impianto*, vedi Figura 493. I valori della costante *c* sono indicati dai costruttori per i vari tipi di impianti.

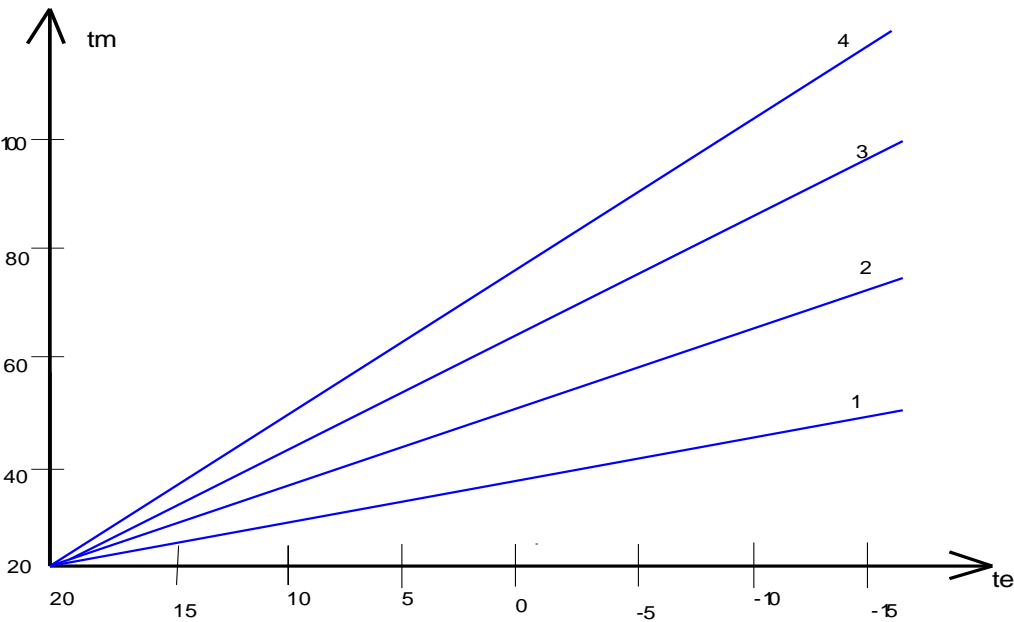



Figura 493: Curve di regolazione linearizzate

Ad esempio si ha la seguente corrispondenza:

Tipologia di Impianto	*Valore di c*
Pannelli radianti	*0.5*
Ventilconvettori	*1*
Radiatori	*2*
Aerotermi	*3*

Tabella 119: Valori tipici per la costante di regolazione

A seconda della casa costruttrice si possono avere forme diverse della legge di controllo per cui è sempre opportuno consultare i cataloghi commerciali e i manuali tecnici forniti a corredo.

19.8.2 CONSEGUENZE DEL REGIME DI PARZIALIZZAZIONE SULLE CALDAIE

La regolazione sopra descritta ha come conseguenza una parzializzazione del regime di funzionamento delle caldaie quando si richiedono carichi parziali.

Una conseguenza importante della parzializzazione è la diminuzione della temperatura dell'acqua di caldaia fino a raggiungere valori che possono innescare la corrosione con velocità massime fra i 50 e 80 °C vedi Figura 494.

Occorre allora agire sulla temperatura delle superfici in modo da non ricadere in questa zona critica e i modi che si possono seguire sono diversi.

In Figura 495 si ha una caldaia con valvola a tre vie nella quale la temperatura di ritorno in caldaia (T_{RC}) dipende dalla temperatura di mandata, T_M.

Questo schema impiantistico può dar luogo al fenomeno della corrosione perché non si ha modo di controllare la temperatura di ritorno in caldaia.

In Figura 496 si può osservare come al variare della temperatura di mandata in funzione del grado di parzializzazione del regime di funzionamento della caldaia si raggiunge la temperatura di innesco dei fenomeni di corrosione (*zona di corrosione*) da evitare assolutamente. Lo schema della semplice valvola a tre vie può essere migliorato inserendo un ramo di ricircolo, come mostrato in Figura 497 nella quale si osserva un ramo contenente una pompa di circolazione asservita da un servomotore che controlla la temperatura di ritorno in caldaia ed attiva la pompa se questa risulta inferiore ad un valore minimo settato in precedenza.

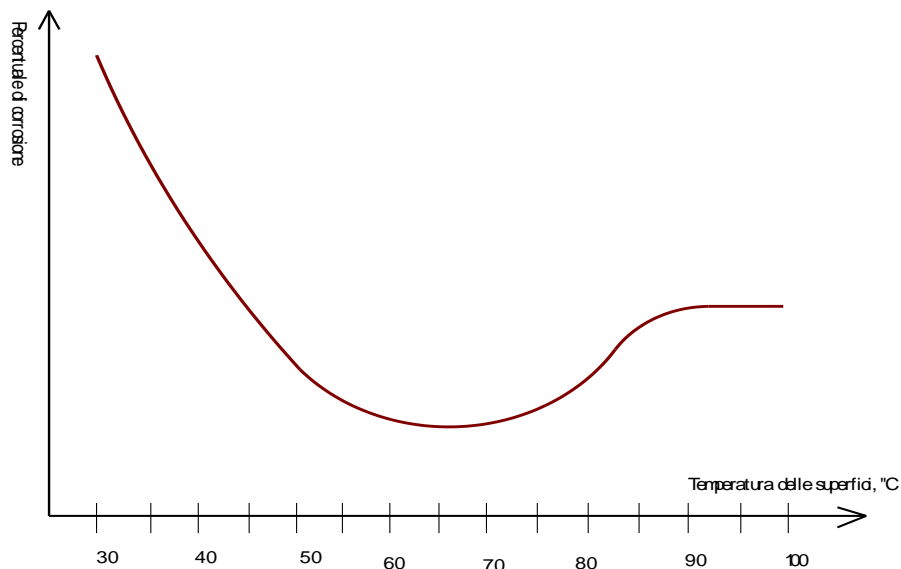



Figura 494: Velocità di corrosione in funzione delle temperatura superficiale

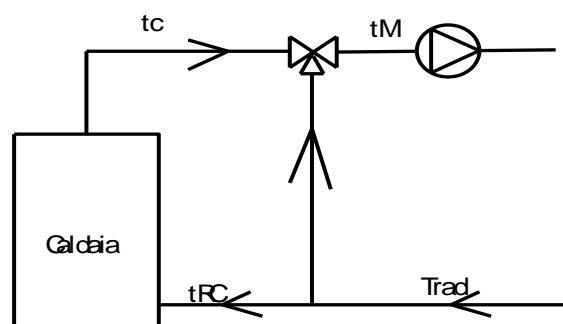



Figura 495: Caldaia con valvola a tre vie

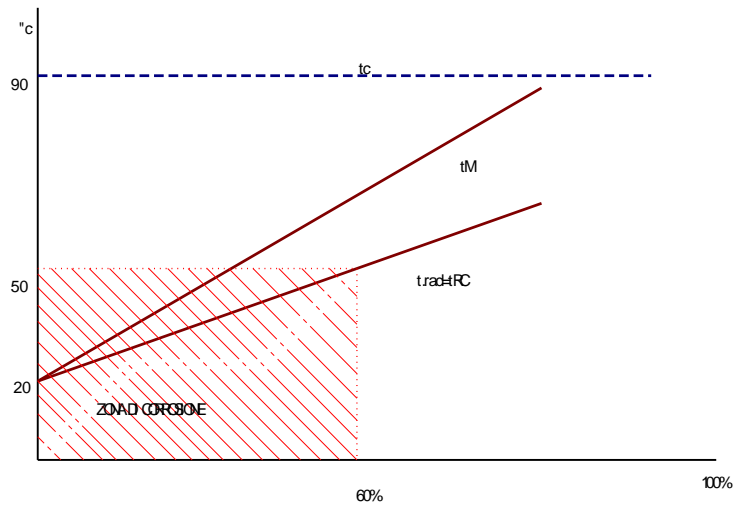



Figura 496: Andamento delle temperature nella zona di corrosione

Una valvola di non ritorno impedisce la circolazione parassita nell'anello intermedio. In Figura 498 si ha lo schema impiantistico di una caldaia con valvola a quattro vie nella quale si controlla la temperatura di ritorno in caldaia mediante una miscelazione fra le aliquote *m* ed *n* della portate di mandata e di ritorno dai radiatori. Questo schema risulta vantaggioso e certamente più semplificato rispetto al precedente con pompa di ricircolo aggiuntiva.

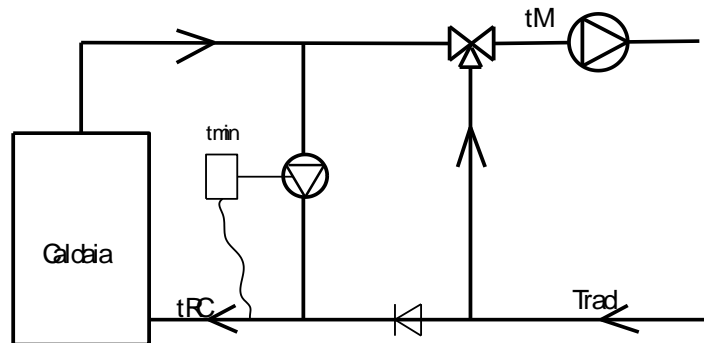



Figura 497: Caldaia con valvola a tre vie e ricircolo

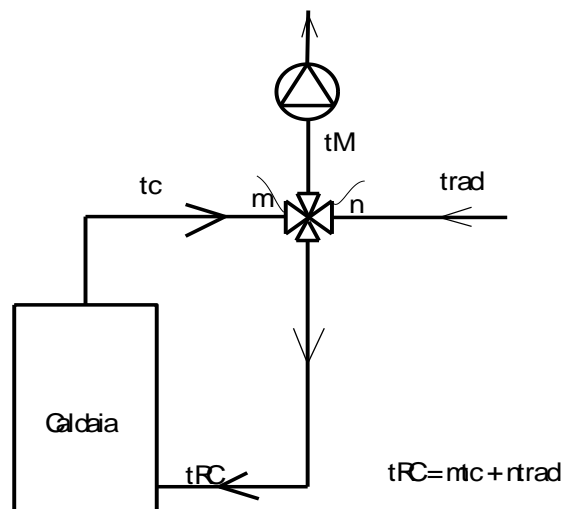



Figura 498: Caldaia con valvola a quattro vie

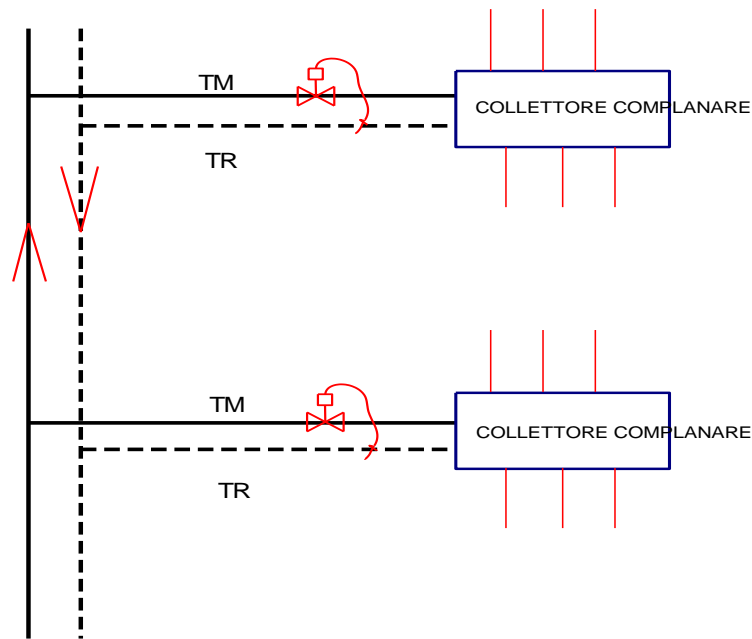



Figura 499: Schema di regolazione di zona

19.8.3 REGOLAZIONE DI ZONA

Per *regolazione di zona* si intende la regolazione applicata ai *collettori complanari* che alimentano una *zona termica* (solitamente un appartamento), come illustrato nella Figura 499.

Una valvola termostatica con sensore sul ritorno del collettore complanare assicura che la temperatura di alimentazione sia quella desiderata.

19.8.4 REGOLAZIONE LOCALIZZATA

La *regolazione localizzata* agisce nei singoli locali, solitamente mediante valvole termostatiche applicate ai radiatori, come illustrato nella Figura 500 e in Figura 501.

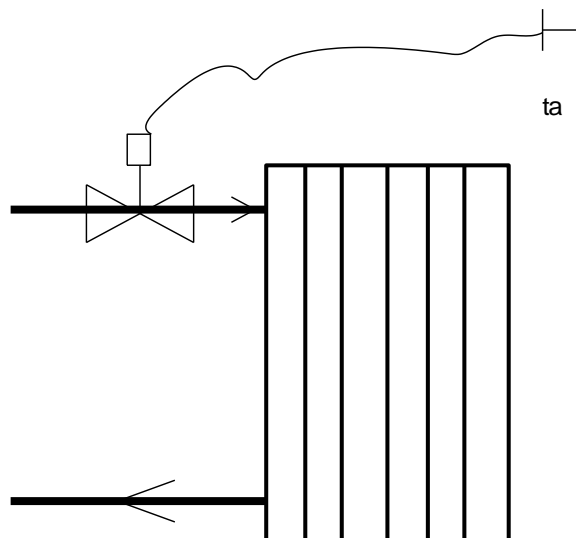



Figura 500: Schema di applicazione di una valvola termostatica sul radiatore

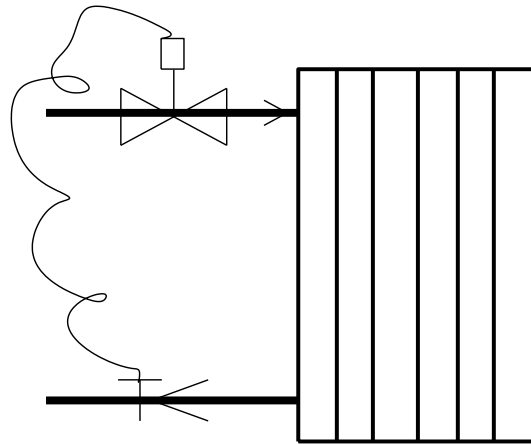



Figura 501: Valvola termostatica con controllo sul ritorno

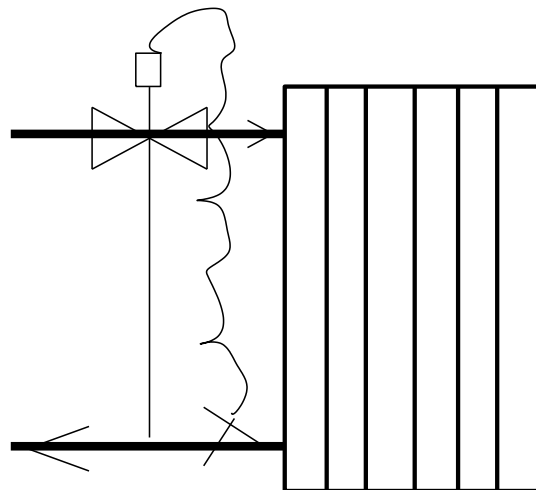



Figura 502: Valvola miscelatrice a tre vie sul radiatore

I due schemi differiscono per la posizione della sonda di temperatura: nel primo caso si ha una sonda di ambiente che modula la temperatura di mandata nel radiatore in funzione del valore raggiunto dall'aria ambiente, nel secondo caso si ha una sonda sul ritorno che modula la temperatura di mandata in funzione del valore di set point prefissato.

In Figura 502 si ha lo schema di montaggio di una valvola miscelatrice a tre vie montata sul radiatore in modo da assicurare un controllo migliore della temperatura di ingresso.

19.8.5 CONSEGUENZA DELLA REGOLAZIONE SULLA POMPA DI CIRCOLAZIONE

La pompa di circolazione subisce le conseguenze della parzializzazione delle valvole di regolazione (di zona e localizzate) poiché viene a variare la resistenza totale del circuito e quindi si sposta il punto di lavoro.

In Figura 503 si ha l'andamento delle curve di carico per la condizione di funzionamento nominale e per funzionamento parzializzato dalle valvole. In questo caso la curva diviene più ripida e il punto di lavoro si sposta verso zone a minore rendimento della pompa di circolazione.

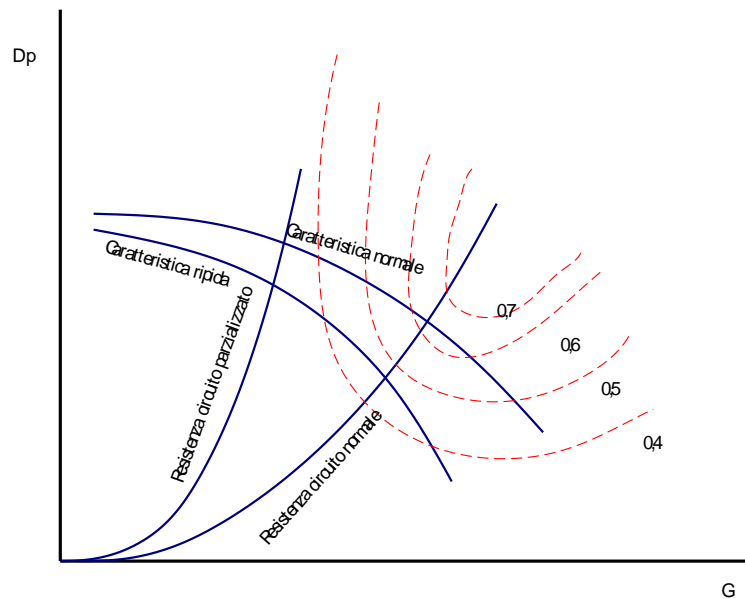



Figura 503: Spostamento del punto di lavoro per effetto della parzializzazione

In alcuni casi si può anche variare la curva caratteristica della pompa (*ad esempio mediante reostati sul motore*) e i questo modo si può spostare il punto di lavoro verso zone a più elevato rendimento della pompa.

19.9 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

La regolazione negli impianti di condizionamento (estivi ed invernali) deve consentire il controllo dei parametri fondamentali dell'impianto e in particolare:

- La velocità dell'aria, w
- La portata d'aria totale e di ambiente, G
- L'umidità relativa, φ
- La temperatura degli ambienti.

Regolazione della velocità

La velocità dell'aria deve essere mantenuta entro valori compresi fra 0.1 ÷ 0.15 m/s per assicurare le migliori condizioni di confort ambientale (vedi teoria di *Fanger*). La regolazione della velocità non è effettuata mediante dispositivi semplici ma viene effettuata mediante tutto il sistema di distribuzione attraverso scelte opportune delle bocchette di immissione, della velocità di lancio e del loro orientamento.

In genere questi problemi sono risolti mediante analisi con programmi di fluidodinamica che, partendo dalla situazione geometrica dei locali, determinano la distribuzione dell'aria (linee di flusso e isotermiche). Nelle bocchette di mandata e/o nei diffusori sono spesso presenti (ed è sempre consigliabile che lo siano) serrandine di regolazione ad una o a due serie di alette (*orizzontali e verticali*).

Portata dell'aria immessa

La portata dell'aria è di importanza fondamentale sia perché ad essa è legata l'entalpia che l'impianto fornisce agli ambienti sia perché l'aria immessa deve sempre essere maggiore della portata di ventilazione.

Associato alla portata d'aria è anche il problema del *rumore* nella rete di distribuzione dovuto al fruscio all'interno dei canali e nelle bocchette di mandata o di aspirazione.

L'aria è inviata negli impianti mediante la rete di canali ed è messa in movimento mediante un ventilatore (*almeno uno di mandata e negli impianti più complessi anche di aspirazione*).

Agendo sul ventilatore, ad esempio variandone la velocità di rotazione, si agisce sulla portata totale dell'aria. Per regolare l'entalpia associata all'aria di mandata fornita dalla batteria ad espansione diretta si può agire sul compressore frigorifero, ad esempio accendendolo e/o spegnendolo (regolazione ON-OFF, vedi Figura 504).

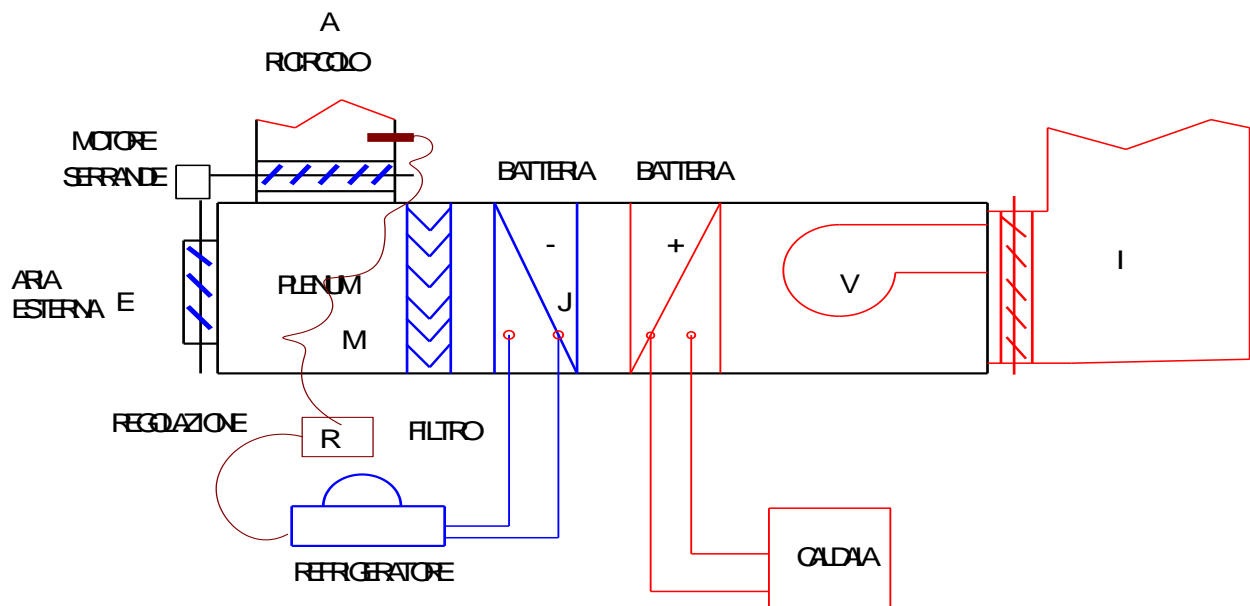



Figura 504: Regolazione on-off di una batteria ad espansione diretta

Questo tipo di regolazione può andar bene nei piccoli impianti mentre nei grandi impianti si preferiscono protocolli più complessi, ad esempio con regolazione a più gradini (2 o 4 corrispondenti ad ½ o ¼ della potenza nominale) o, nel caso di compressori a vite, anche di tipo continuo dal 10 al 100% della potenza nominale. La regolazione ON-OFF può provocare guasti più frequenti nei motosi elettrici per via delle extra correnti di apertura e di chiusura. Nei moderno motori elettrici si ha la possibilità di alimentazione tramite *inverter* che evita gli inconvenienti suddetti.

19.9.1 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO SENSIBILE

Si supponga che Q_S e Q_L siano i carichi sensibile e latente in condizioni nominali e che il fattore termico sia R=0.75 per cui:

$$R = \frac{Q_S}{Q_S + Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{Q_L}{Q_S}} = 0.75$$

da cui deriviamo:

$$\frac{Q_L}{Q_S} = \frac{1}{0.75} - 1 = 0.333$$

Supponiamo adesso che il calore sensibile sia ridotto del 20% con Q_L costante e pertanto il nuovo fattore termico diviene:

$$R' = \frac{Q'_S}{Q'_S + Q_L} = \frac{0.8 Q_S}{0.8 Q_S + Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{Q_L / Q_S}{0.8}} = \frac{1}{1 + \frac{0.333}{0.8}} = 0.7$$

Il fattore termico varia percentualmente di:

$$\Delta R = \frac{R - R'}{R}100 = \frac{0.7 - 0.75}{0.75} = -6.6\%$$

Quindi una variazione del 20% del carico sensibile fa ridurre del 6.6% il fattore termico R. Le rette ambiente corrispondenti variano di conseguenza e, per il caso in esame, di molto poco. Per semplicità possiamo supporre che la retta ambiente si mantenga costante e che al variare del carico termico il punto di immissione I vari di conseguenza. In Figura 505 si ha il caso di una regolazione con retta ambiente variabile e con punto di immissione che si sposta dalle condizioni I alle nuove condizioni I'.

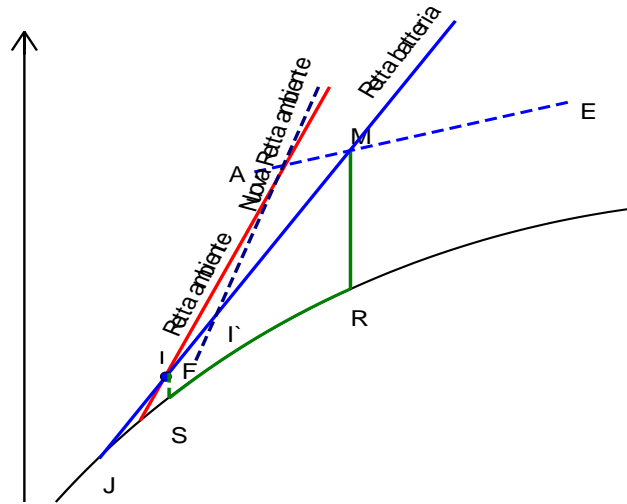



Figura 505: Regolazione del carico sensibile per un ambiente

19.9.2 REGOLAZIONE DEL CARICO TERMICO LATENTE

Seguendo l'esempio del caso precedente si supponga ora che sia il carico latente che subisce una riduzione del 20% con carico sensibile costante. Il fattore termico diviene:

$$R' = \frac{Q_S}{Q_S + Q_L} = \frac{Q_S}{Q_S + Q'_L} = \frac{Q_S}{Q_S + 0.8Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{0.8Q_L}{Q_S}} = \frac{1}{1 + 0.8 \cdot 0.333} = 0.79$$

La variazione percentuale di R risulta:

$$\Delta R = \frac{R' - R}{R}100 = \frac{0.79 - 0.75}{0.75}100 = 5.2\%$$

La retta ambiente varia di poco e la si può ritenere ancora praticamente coincidente con quella nominale e quindi vale, con il rispetto dei segni, quanto detto per la Figura 505. In generale si può osservare che le fluttuazione del fattore termico R risultano in genere sufficientemente contenute ($\Delta R <$ 10%) e quindi l'ipotesi di retta ambiente costante è comunque valida.

19.9.3 STUDIO DEL CICLO TERMICO IN REGIME DI PARZIALIZZAZIONE

Supponiamo che la parzializzazione richieda:

$$Q'_S < Q_S \quad e \quad Q'_L = Q_L$$

Operando con il postriscaldamento a miscela il punto I si sposta in I' sulla retta ambiente β. Pertanto si ha:

$$Q'_S = \rho G c_p \left(t_A - t_{I'}\right) < Q_S = \rho G c_p \left(t_A - t_I\right)$$

che sono le condizioni desiderate, inoltre si ha:

$$Q'_L = \rho Gr\left(x_A - x_{I'}\right) < Q_L = \rho Gr\left(x_A - x_I\right)$$

che non sono corrispondenti alle condizioni desiderate (*carico latente costante*).
Spostandosi il punto I in I' si ha un carico latente non compensato che vale:

$$\Delta Q_L = Q'_L - Q_L = \rho Gr\left(x_A - x_{I'}\right) - \rho Gr\left(x_A - x_I\right) = \rho Gr\left(x_{I'} - x_I\right) = \rho G\Delta x$$

Abbiamo pertanto un eccesso di vapore pari a:

$$\Delta x = x_{I'} - x_I$$

che fa spostare il punto ambiente da A ad A', come illustrato nella figura seguente.

Figura 506: Effetto del carico latente non compensato

Le coordinate di A' sono:

$$A' \equiv \begin{vmatrix} t_{A'} = t_A \\ x_{A'} = x_A + \Delta x \end{vmatrix}$$

alle quali corrisponde una umidità relativa $\varphi_{A'} > \varphi_A$.

La variazione di umidità relativa è, di solito, poco influente sulle condizioni di confort purché contenute entro ± 5% intorno al valore nominale del 50%.

In ogni caso una verifica di questo parametro si rende necessaria per impianti industriali di processo nei quali le condizioni di controllo sono più stringenti.

19.9.4 CONTROLLO DELLA UMIDITA' RELATIVA

Per applicazioni civili, sulla base della teoria di Fanger e sullo stesso indice ET* di Gagge[150], non si hanno variazioni sensibili delle condizioni di confort per φ variabile fra 30÷70%.

[150] Si ricordi che la *Temperatura efficace* è la temperatura con 50% di umidità relativa che produce le stesse perdite totali delle condizioni ambientali attuali, vedi la [28].

Vediamo cosa succede negli impianti che, per effetto della sopra citata considerazione, lasciano fluttuare l'umidità relativa.

Di solito tale fluttuazione è dovuta alla variazione dell'affollamento (*carico latente per evaporazione delle persone)* che vale:

In Estate	In Inverno
$t_A = 26°C$	$t_A = 20°C$
$\Delta x = 4 g/kg$	$\Delta x = 3$ g/kg

La produzione di calore latente per affollamento vale:

	In Estate	In Inverno
Attività sedentaria	$38 W/persona$	$28 W/persona$
Attività moderata	73 W/persona	58 W/persona

Per abbattere questo carico latente occorre fornire una portata pari a:

$$G = \frac{q_L}{1.2 \cdot 0.6 \cdot \Delta x}$$

m^3 per persona, con q_L in kcal/h.

In definitiva occorre fornire:

	In Estate	In Inverno
Attività sedentaria	12.1 $m^3/h/persona$	11.5 $m^3/h/persona$
Attività moderata	24.3 $m^3/h/persona$	25.5 $m^3/h/persona$

Queste considerazioni ci portano a concludere che la sola portata di ventilazione (*valore consigliato pari a 20÷30 m³/h per persona*) è sufficiente ad abbattere il carico latente prodotto per affollamento e quindi che essa può garantire, in assenza di altre sorgenti di umidità specifica, una variabilità di φ fra 40÷60%.

19.9.5 REGOLAZIONE DEGLI IMPIANTI CON POST RISCALDAMENTO DA BATTERIA

Regolando la potenzialità della batteria calda il punti I passa in I' (vedi Figura 507) producendo una riduzione del carico sensibile Q_S senza alterazioni del carico latente. Si osservi che $\Delta t' < \Delta t$ e quindi $Q_{S'} < Q_S$ mentre $\Delta x = \Delta x'$ e quindi $Q_L = Q_{L'}$.

Questa regolazione si effettua con un servomotore asservito al termostato ambiente, vedi Figura 508.

Se si desidera la regolazione del carico latente allora occorre spostare il punto limite di tangenza della batteria fredda da J a J', vedi Figura 509, a cui corrisponde $\Delta x' < \Delta x$ e quindi $Q_{L'} < Q_L$.

Al tempo stesso occorre agire sulla batteria calda (*in chiusura*) in modo che risulti $t_{I'} = t_I$ costante.

Quest'ultima operazione si ottiene parzializzando la portata d'acqua alla batteria fredda con un servomotore asservito all'umidostato ambiente (vedi Figura 508) spesso posto sul ricircolo e contemporaneamente riducendo la portata di acqua calda alla batteria calda in modo da avere una temperatura di uscita di I uguale a quella di I'.

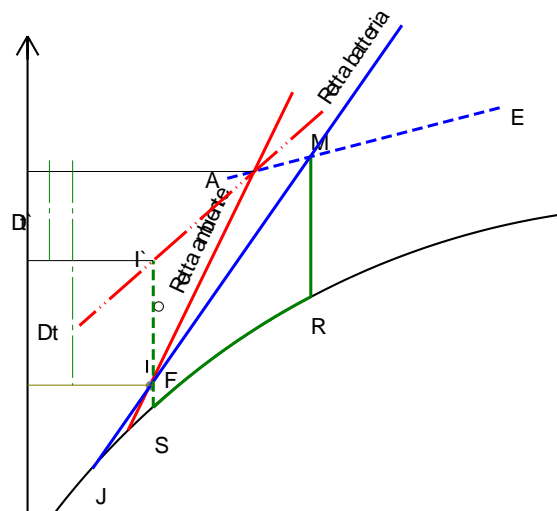



Figura 507: Regolazione del carico sensibile con batteria di postriscaldamento

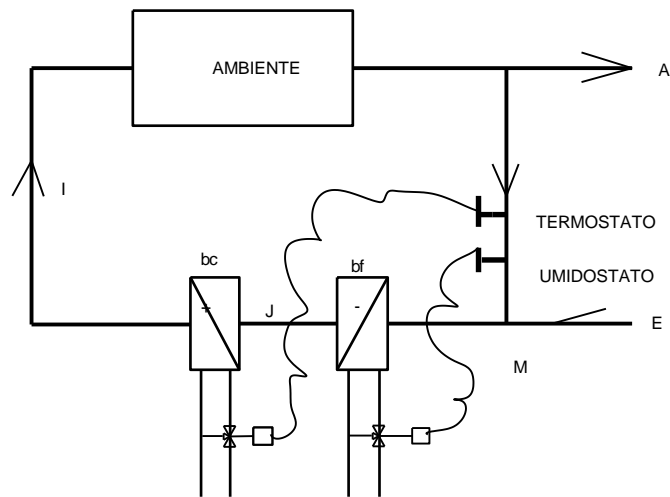



Figura 508: Schema di regolazione con batteria di post riscaldamento

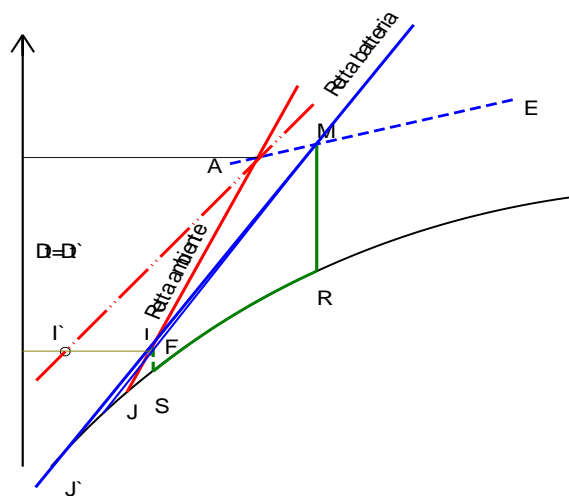



Figura 509: Regolazione del carico latente con batteria di postriscaldamento

19.10 SISTEMI FONDAMENTALI DI CONTROLLO PER IL CONDIZIONAMENTO

Alla luce di quanto detto nei paragrafi precedenti si intuisce come la regolazione degli impianti di condizionamento (quindi con controllo di temperatura e di umidità, ovvero di calore sensibile e latente) non di semplice attuazione proprio per la bivalenza del comportamento termo-igrometrico.

Si portano qui i metodi maggiormente seguiti nei moderno impianti di climatizzazione.

19.10.1 CONTROLLO DI TIPO ON-OFF

Si tratta del metodo più semplice, meno costoso e, se non ci sono problemi di produzione elevata di umidità, anche accettabilmente efficace.

In pratica si attiva (condizione ON) o si chiude (condizione OFF) l'alimentazione alla batteria di raffreddamento mediante una elettrovalvola a due vie quando la temperatura interna dell'ambiente pilota scende al di sotto della temperatura desiderata o supera questo valore (vedi Figura 465).

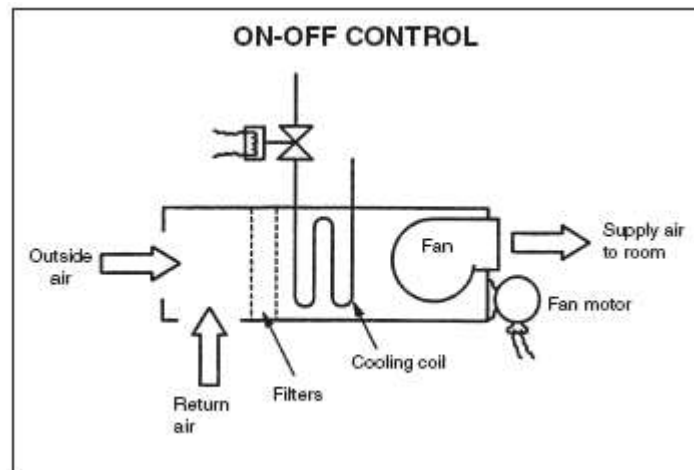



Figura 510: Sistema di controllo On-Off

In funzione della deriva selezionata si possono avere sovraelongazioni dell'andamento della temperatura interna più o meno ampie che possono risultare fastidiosi o addirittura inaccettabili. D'altra parte riducendo il differenziale si ha un continuo apri e chiudi della valvola a due vie motorizzata con possibili danneggiamenti.

La regolazione ON-OFF modula essenzialmente il calore sensibile ceduto all'ambiente ma non il calore latente a meno che la temperatura dell'ambiente non raggiunga il punto di rugiada.

Questo tipo di regolazione costa poco e risulta sufficientemente efficiente in gran parte dei casi, almeno quando non si hanno carichi latenti rilevanti. L'interruzione dell'alimentazione della batteria fredda spesso viene accompagnata anche da una fermata della ventola e ciò comporta una rumorosità dell'impianto variabile che può risultare fastidiosa.

19.10.2 CONTROLLO DELLA TEMPERATURA DELLA SERPENTINA

E' un sistema di controllo relativamente semplice ma efficace. Mediante una valvola a tre vie comandata da un controller asservito alla temperatura di un ambiente pilota si modula lo stelo della valvola miscelatrice in modo da far variare, a portata costante, la temperatura del fluido di alimentazione della batteria. Nel caso di batteria ad espansione diretta la modulazione viene effettuata a gradini per i sistemi multistadio.

I vantaggi di questo sistema sono la costanza della portata d'aria (e quindi una regolarità di funzionamento della ventola) che garantisce una corretta distribuzione dell'aria stessa negli ambienti e quindi si preserva l'equilibratura della rete.

Tuttavia se la temperatura dell'aria immessa nell'ambiente a carichi parziali cresce allora diminuisce la capacità di deumidificazione dell'aria e questo può costituire un serio inconveniente soprattutto in presenza di carchi latenti elevati.

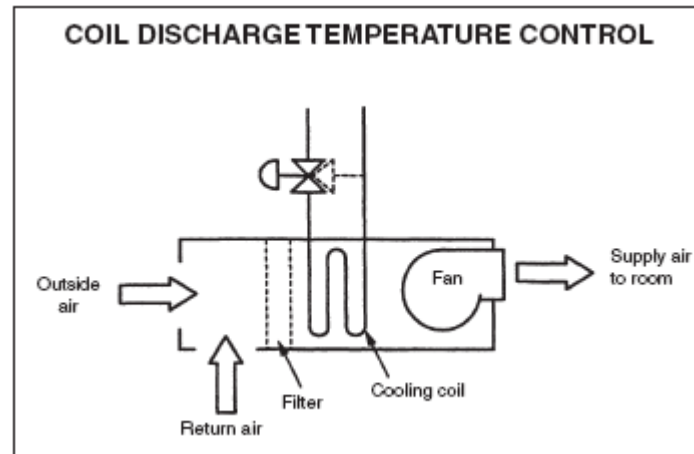



Figura 511: Sistema di controllo della temperatura della batteria

Fra i vantaggi di questo tipo di regolazione si ricorda:

- Controllo precisa della temperatura a bulbo secco dell'ambiente;
- Basso consumo di energia;
- Nessuna variazione di volume dell'UTA (come si ha nel sistema a by pass).

Assumendo una portata d'aria costante, la temperatura dell'aria all'uscita della batteria può essere calcolata con la relazione:

$$T_a = T_R - \frac{R}{1.2\dot{V}}$$

Ove si ha:

- T_a temperatura dell'aria all'uscita dalla batteria, °C;
- R rapporto fra carico sensibile e carico totale;
- $\dot{V}$ portata volumetrica dell'aria, mc/s.

L'umidità dell'aria in uscita dalla batteria fredda può essere calcolata con la relazione:

$$x_R = x_a - \frac{R}{3\dot{V}}$$

con simbolismo simile a quanto sopra detto.

Al variare della temperatura dell'aria in uscita dalla batteria fredda varia anche l'umidità relativa. Tuttavia questo metodo di regolazione non è consigliabile quando si hanno carichi latenti elevati o quando occorre regolare anche l'umidità relativa dell'ambiente (ad esempio per applicazioni industriali).

19.10.3 CONTROLLO MEDIANTE POST RISCALDAMENTO

Con questo sistema di controllo si inserisce a valle della batteria fredda una batteria di post riscaldamento che può essere collegata ad un termostato ambiente. Questo sistema consente di controllare la capacità di deumidificazione dell'aria immessa nell'ambiente ma ciò avviene con un dispendio di energia sia per raffreddamento che per riscaldamento.

Questo sistema si presta anche per il controllo di un impianto multizona: in questo caso la batteria di post riscaldamento viene inserita in uscita dei canali di alimentazione di ciascuna zona.

Questo sistema permette di controllare l'umidità degli ambienti in modo completo (da 0 al 100%) pur se con dispendio di energia non indifferente.

L'umidità nell'ambiente è data dalla relazione:

$$x_{amb} = x_a + \frac{Q_L / Q_T}{3\dot{V}}$$

Con x_a umidità dell'aria in uscita dalla batteria fredda.

La temperatura dell'aria in ingresso nella batteria fredda è determinata dalla miscelazione, nelle dovute proporzioni, dell'aria dell'ambiente e dell'aria di ricircolo nelle condizioni di carico parziali. Ne segue che la soluzione è data da una iterazione di calcolo: l'umidità dell'aria ambiente influenza quella dell'aria di mescolamento in ingresso alla batteria e quest'ultima influenza la temperatura dell'aria in uscita dalla batteria stessa che a sua volta influenza l'umidità ambiente.

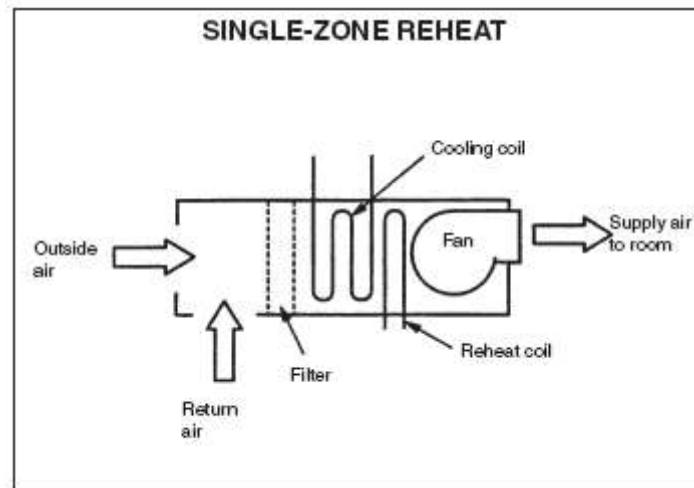



Figura 512: Controllo mediante post riscaldamento

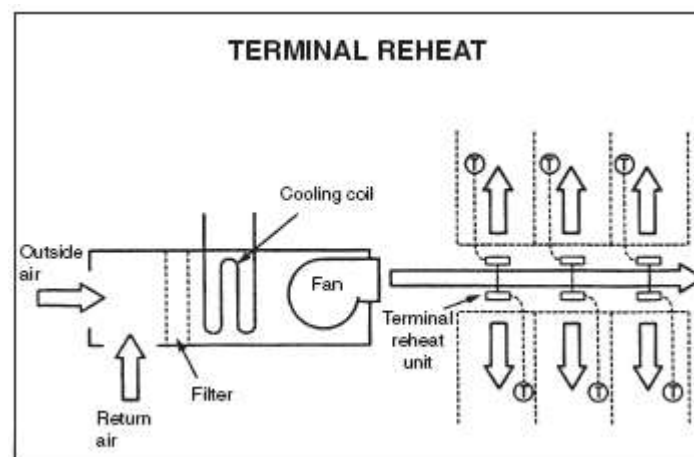



Figura 513: Controllo con post riscaldamento in impianto multizona

Si osserva che la batteria fredda può variare la sia potenzialità notevolmente al variare del carico parziale dell'impianto. Ogni riduzione del calore latente dell'ambiente produce una riduzione dell'umidità relativa ambiente e, di conseguenza, dell'umidità relativa dell'aria di miscelazione in ingresso alla batteria fredda. Ogni riduzione della temperatura o dell'umidità dell'aria esterna si riflette in una riduzione dell'entalpia dell'aria di miscelazione in ingresso alla batteria fredda.

Come si è già accennato questo sistema di regolazione è molto efficiente ma energeticamente dispendioso. Negli USA la Standard ASHRAE 90 (oltre che vari regolamenti regionali locali) proibisce il postriscaldamento se è possibile utilizzare altri metodi meno energivori. Tuttavia per applicazioni di particolari esigenze (*laboratori, musei, sale informatiche, camere bianche, particolari industrie, …*) il metodo del postriscaldamento risulta insostituibile ed ancora accettato.

19.10.4 CONTROLLO A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)

Al variare del carico termico negli ambienti si può pensare di far variare la portata dell'aria inviata anziché la temperatura della stessa (si ricordi che la potenza ceduta è sempre data dalla $Q = \dot{m}c\left(t_A - t_I\right)$

e quindi si varia $\dot{m}$ al variare di Q). In questo modo si semplifica il sistema di controllo in centrale termica (nelle UTA) ma si complica il sistema di distribuzione dell'aria.

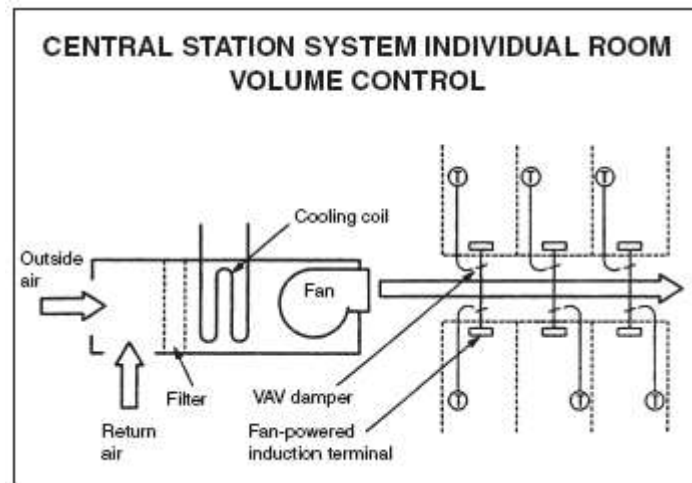



Figura 514: Controllo a portata d'aria variabile (VAV)

Variando la portata dell'aria si può avere l'inconveniente di una scarsa ventilazione (se ridotta al di sotto di certi limiti) e scarsa circolazione dell'aria. Per evitare questi inconvenienti si possono usare circolatori d'aria supplementare ed accoppiare il sistema VAV con altri sistemi di regolazione, ad esempio con post riscaldamento, per evitare di ridurre molto la portata.

I principali vantaggi della regolazione VAV sono:

- *Risparmio energetico*: la riduzione della portata richiede una minore potenza della ventola.
- *Bilanciamento*: ogni riduzione di portata di aria in un ambiente risulta disponibile per altri ambienti;

La portata d'aria necessaria per ciascun ambiente è data dalla relazione:

$$\dot{V} = \frac{R}{1.2\left(t_{amb} - t_a\right)}$$

Ove:

- R rapporto fra il carico sensibile e il carico totale;
- t_{amb} temperatura ambiente;
- t_a temperatura dell'aria in uscita dalla batteria fredda.

Per l'umidità dell'ambiente vale la relazione:

$$x_{amb} = x_a + \frac{Q_L / Q_T}{3\dot{V}}$$

con il solito simbolismo.

I limiti di variabilità della portata con diffusori normali è del 40% mentre con diffusori lineari di particolare progetto ed ottimizzati per gli impianti VAV si può arrivare sino al 75% di variazione di portata.

La regolazione VAV va bene per zone climatiche non molte umide per le quali si raccomanda il sistema a by pass.

19.10.5 CONTROLLO MEDIANTE BY PASS DELL'ARIA

Con questo sistema di controllo si fa in modo di ridurre la portata d'aria che attraversa la batteria di raffreddamento mediante un by pass nell'UTA, come illustrato in Figura 515 sia per impianti a zona singola che multizona. In questo modo la temperatura dell'aria in uscita dall'UTA è data dalla miscelazione fra l'aria raffreddata (che attraversa la batteria fredda) e quella by-passata che rimane invariata. Il sistema presenta il vantaggio di avere portata totale costante e quindi di mantenere ottimale il funzionamento del ventilatore e della rete di distribuzione ambientale.

La batteria fredda viene spesso dotata di valvola di intercettazione per evitare i casi di eccessivo raffreddamento. Per gli impianti multizona il limite del metodo è dato dallo spazio disponibile nell'UTA per i by pass.

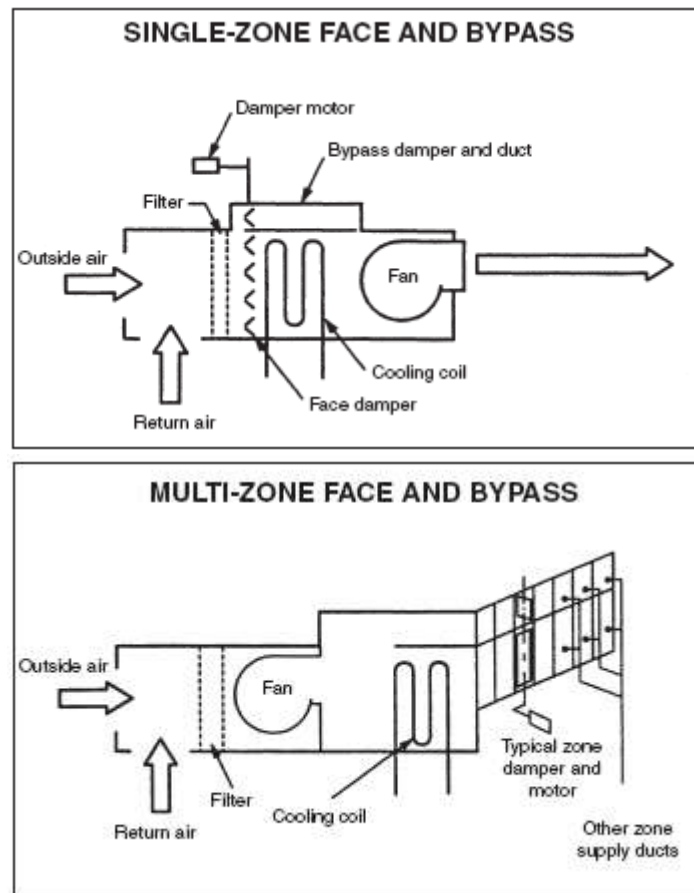



Figura 515: Controllo mediante by pass per singola zona e multizona

Il calcolo della temperatura in uscita dalla batteria fredda e dell'umidità ambiente può essere effettuato con relazioni descritte in precedenza.

19.10.6 CONTROLLO CON SISTEMI A DOPPIO CONDOTTO

Si tratta di un sistema del quale si è parlato abbondantemente nel §13.22 e a quel capitolo si rimanda per altre considerazioni.

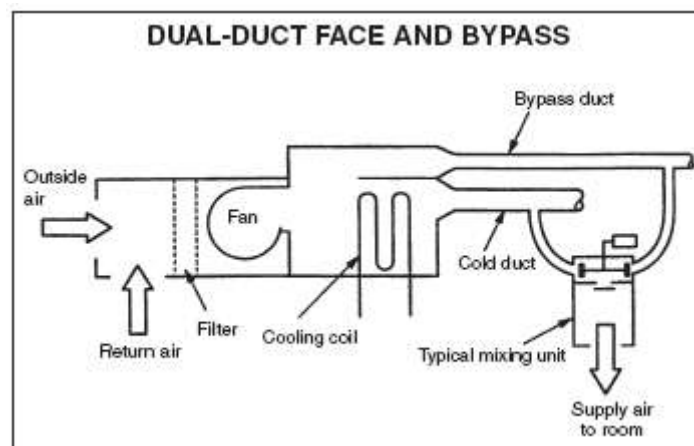



Figura 516: Controllo mediante doppio condotto

Questo sistema consente un controllo ottimale delle condizioni termo-igrometriche degli ambienti ma richiede sia un doppio canale (uno per l'aria fredda e uno per l'aria calda) ed un miscelatore per ciascun ambiente. Quest'ultimo dispositivo è costoso e richiede un ulteriore sistema di controllo locale per miscelare correttamente le portate di aria fredda e calda.

Dal punto di vista energetico questo sistema di controllo risulta molto dispendioso dovendo avere anche aria calda.

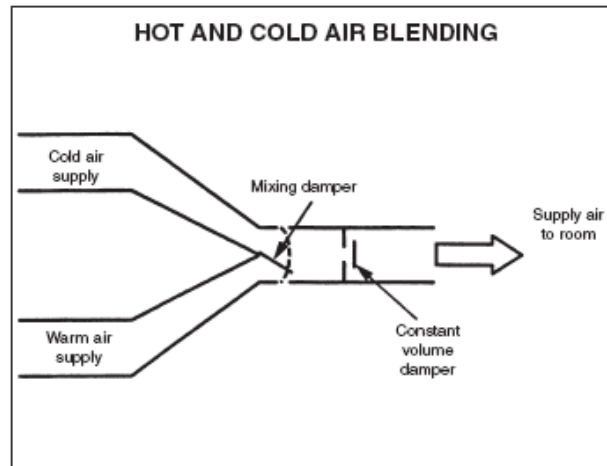



Figura 517: Miscelatore di aria per sistemi a doppio condotto

19.11 CONCLUSIONI

L'***interazione edifico – impianto*** è certamente complessa da studiare e pone seri problemi per la corretta gestione energetica. Quanto detto ha posto l'attenzione sull'evoluzione propria degli edifici ed ha voluto sottolineare come la risposta al transitorio del sistema edifico – impianto sia comunque dipendente da numerosi fattori sia termofisici dell'edificio che climatologici esterni.

In fondo se esaminiamo le costruzioni più *semplici*, quale quella indicata in Figura 518, abbiamo inizialmente la tentazione di giudicarle come incapaci di fornire un reale servizio all'utenza.

Figura 518: Esempio di costruzione elementare (intelligente)

In realtà lo studio di questi edifici (*anche se molto semplici o addirittura elementari*) dimostra l'esatto contrario: essi sono capaci di fornire la migliore risposta alle sollecitazioni climatiche senza alcun intervento impiantistico esterno.

Certo non si può chiedere a questi edifici il benessere come oggi lo intendiamo e chiediamo ai nuovi edifici. Ma è il punto di vista che è fondamentalmente diverso: gli edifici antichi (si parla di *Architettura vernacolare*) ottimizzavano le prestazioni in mancanza di energia fornita mentre gli edifici moderni ottimizzano le prestazioni indipendentemente (*o quasi!*) dal consumo energetico.

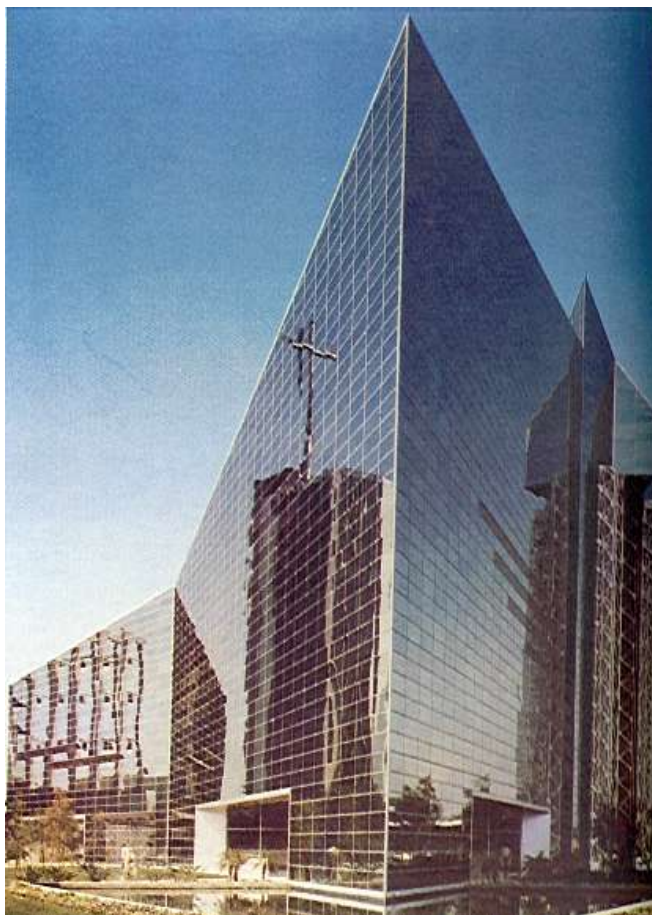



Figura 519: Veduta di un moderno edificio a forte contenuto tecnologico (ignorante)

In confronto ai moderni edifici in vetro e acciaio del tutto incapaci di fornire alcun benessere se non a spese di grandi quantità di energia per far marciare costosi, complessi ed ingombranti impianti di climatizzazione, gli edifici *vernacolari* hanno quindi una ***intelligenza propria*** e rappresentano il miglior compromesso fra la climatologia esterna e le tecnologie costruttive del sito. *L'iglù* è veramente un'opera mirabile di sintesi tecnologica e di efficacia funzionale: esso utilizza l'unico materiale da costruzione disponibile nel luogo e lo fa con la migliore forma costruttiva possibile compatibilmente con il clima esterno. L'*intelligenza* che oggi forniamo ai moderni edifici è anche frutto di uno *scollamento* fra le esigenze costruttive e tecnologiche e quelle prestazionali e climatologiche. E' una *intelligenza* necessaria per ottenere la migliore risposta del sistema *edificio – impianto,* spesso perdendo di vista la congruenza energetica. Una cattiva progettazione del sistema di gestione e controllo degli impianti porta ad avere dissipazione di energia, malfunzionamento degli impianti, mancanza di condizioni di benessere, decadimento dei componenti di impianto, …

Gli ***edifici intelligenti*** rappresentano, pertanto, una assoluta necessità evolutiva voluta dall'Uomo per soddisfare le proprie esigenze funzionali, per raggiungere condizioni di benessere prima mai ottenute e per compensare i propri errori progettuali.

La conoscenza dell'interazione *edificio – impianti* è, per quanto detto, fondamentale per la corretta progettazione sia dell'edificio che dei componenti fondamentali del sistema di controllo integrato.

20. BIBLIOGRAFIA

Testi fondamentali

1. G. CAMMARATA: "Fisica Tecnica ambientale", Mc Graw Hill, 2007
2. G. CAMMARATA: "Complementi di Fisica Tecnica Industriale", Dispense AA. 2007-2008, Facoltà di Ingegneria di Catania
3. G. CAMMARATA: "Climatologia dell'ambiente costruito", Vol. I, II, Dispense A.A. 2000-01, Facoltà di Architettura di Siracusa.
4. G. CAMMARATA: "Impianti Tecnici Edili", Vol. I e II, Dispense AA. 2007-2008, Facoltà di Architettura di Siracusa

A. A. SACCHI – G. CAGLIERIS : "Climatizzazione", UTET 1977

5. E. BETTANINI – P. F. BRUNELLO: "Lezioni di Impianti Tecnici", CLEUP, Padova 1990
6. G. MONCADA LO GIUDICE – M. COPPI: "Benessere termico e qualità dell'aria interna", Masson 1977
7. G. MONCADA LO GIUDICE – L. DE SANTOLI: "Progettazione degli Impianti Tecnici", Masson 1977
8. S. GIORIA – M. TORSETTA: "La valutazione energetica degli edifici per il rispetto della L. 10/91", Giacomini, 1995
9. P. ANGLESIO: "Elementi di Impianti Termotecnici", Pitagora Editrice, Bologna, 1998
10. F. M. BUTERA: "Architettura e Ambiente", Etaslibri, 1995
11. J.A. DUFFIE – W.A. BECKMAN :"Solar Engineering of thermal processes", J. Wiley, 1991
12. G. CHIESA – G. DALL'O: "Risparmio energetico in edilizia", Masson, 1996
13. G. CHIESA – G. DALL'O: "Gestione delle risorse energetiche nel territorio", Masson 1996
14. F. BIANCHI, E. LABIANCA: "Gli impianti termici nell'edilizia civile", La Nuova Italia Scientifica, 1997
15. H. Martin: "Heat Exchangers", Hemisphere Publishing Corporation, 1992
16. C.A. Roulet: " Energétique du batiment", Vol. 1° e 2°, Presse Polytecniques Romandes, 1987
17. ASHRAE: "Fundamentals" 1981 e seguenti: 1985,1989,1993, 1997, 2001
18. AICARR: "Mini Guida CARR", Vol 1, Milano 1998
19. CNR-ENEA: "Manuale di progettazione bioclimatica", Roma 1986
20. AA.VV.: "Manuale di Progettazione Edilizia", HOEPLI 1994, Vol. II
21. R. LAZZARIN "Il condizionamento dell'aria", Ed D. Flaccovio, 2003

Pubblicazioni

22. S. BARBERA : "Progetto, simulazione e controllo", CULC 1984
23. C.O. MACKEY, LT. WRIGHT: "Periodic heat flow in composite walls or roofs", Heating piping and Air Conditioning, Vol. 18, 1946.
24. L.C. THOMAS: "Fundamental of heat transfer". Ed. PRENTICE HALL INC.
25. B. GIVONI: "Man Climate and Architecture". Elsevier. 1977.
26. M JACOB: "Heat Transfer", Vol. 1, N.Y., 1949.
27. P.O. FANGER: "Thermal Comfort" Mc Graw Hill. 1977.
28. B. GIVONI, M. HOFFMAN, "Prediction of the thermal behaviour of full scale buildings", Report to U.S. NBS, Technion, Haifa, Israel, 1972.
29. SOLAR ENERGY RESEARCH INSTITUTE: "On the nature and distribution of solar radiation", March 1978, HCP/T2552-01, Golden, Colorado.
30. CADZOW. MARTENS: "Discrete time and computer control systems", Prentice Hall, 1970.
31. STEPHENSON, MITALAS et alii: "Calculation of the heat conduction transfer functions for multilayer slabs" ASHRAE, Annual meeting, Washington, 1971.
32. MITALAS, ARSENAULT: "Fortran IV Program to calculate z-transfer functions", DBR, Computer program no. 33, Ottawa, 1972.

33. W.O. WRAY: “A simple procedure for assessing thermal comfort in passive solar heated buildings”, Solar Energy, Vol. 25, n.4, 1980
34. J. WARD – R. STRUM: "State variable analysis" Prentice Hall, 1970.
35. TOMOVIC, VUKOBRATOVIC: "General Sensitivity Theory", Prentice Hall. 1970.
36. S. DEL GIUDICE, P. BRUNELLO: "Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: metodo di calcolo del carico termico.", Condizionamento dell'aria, riscaldamento e refrigerazione, Dicembre 1984.
37. P. BRUNELLO, S. DEL GIUDICE: " Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: la massa efficace delle strutture.", Condizionamento dell'aria, riscaldamento e refrigerazione, Novembre 1984.
38. P. BRUNELLO, A. ZANIELLO: " La massa efficace delle strutture in regime termico variabile", Lavoro eseguito nell'ambito del contratto di ricerca n° 360077159 del Progetto Finalizzato Energetica (CNR), Sottoprogetto " Usi civili, industriali, energia e territorio".
39. P. BRUNELLO, S. DEL GIUDICE: "Analisi del comportamento termico degli edifici in regime estivo: metodo di calcolo delle temperature interne.", Condizionamento dell'aria, riscaldamento e refrigerazione, Gennaio 1985.
40. P. BRUNELLO, D.P. DARISI: “A simple method for estimating peak values of rooms temperatures and cooling load in buildings”, Proc. Of Energy, Environment and Technological Innovation, Roma 1992.
41. NEIRAC J. B.: "Approche théorique et expérimental des modèles réduits du comportement thermique du bâtiment" ; Thèse de Doctorat, Mars 1989.
42. G. OLJAY : Design with climate, N.Y., 1977
43. BORDIER M. :"Identification des systèmes linéaires par la méthode de Marquadt" Rapp. IRCOSE, Oct. 1984
44. ENARCH ’83:Architettura Bioclimatica, De Luca Editore, 1983
45. Repertorio delle caratteristiche termofisiche dei componenti edilizi opachi e trasparenti" Ed. PEG, Sottoprogetto RERE - PFE, Roma, Maggio 1982.
46. CEN – prEN-Iso 13370 : Thermal performance of buildings – Heat transfer via the ground – Calculation methods (ISO/FDIS 13370:1998)
47. G. CAMMARATA et alii: "Analisi del transitorio termico di un circuito completo di utilizzazione dell'energia solare" Atti Accademia Gioenia, Vol. IX, 1977.
48. G. CAMMARATA: “Flat Plate collectors”, Liguori Editore, Napoli, 1981
49. G. CAMMARATA. Et alii: "Ecological Architecture. Correct environmental insertion and energy saving. Bioclimatic research in the Etna area. First report. Calculation methodology", Atti del Seminario Internazionale di Progettazione Bioclimatica, Catania, 1981.
50. G. CAMMARATA,: “Collection and processing of solar radiation data in the Etna area”, Int. Inst. Refrigeration Conference, Jerusalem 1982
51. G. CAMMARATA, et alii: “ Passive cooling of buildings in warm climates by means of the Barra-Costantini system: Thermal dynamics and performance evaluation”, First Int. PLEA Conference, Bermuda, set. 1982.
52. G. CAMMARATA, et alii: "Il codice BIOCLI per la analisi del transitorio termico negli edifici", 38' Congresso Nazionale ATI Bari, sett. 1983.
53. G. CAMMARATA, et alii: "BIOCLI. Note descrittive e manuale d'uso", Rapporto Interno Istituto di Macchine, Facoltà di ingegneria, Università di Catania, Maggio 1983.
54. G. CAMMARATA et alii: Summer performance analysis of typical settlements in the Etna area”, PLEA 83, Greece, June 1983
55. G. CAMMARATA et alii: "Using the Barra - Costantini system for multi-storey residential building retrofitting”, Second PLEA Conference, Crete, June 1983.
56. G. CAMMARATA, et alii: "L'analisi di sensitività per la valutazione delle prestazioni degli edifici”, 30° Congresso Naz. ATI, L’Aquila sett. 1984.
57. G. CAMMARATA, et alii: “Performance analysis of typical Mediterranean buildings retrofitted with solar chimney”, Mexico 1984

58. G. CAMMARATA, et alii: "Air Flow dynamics in Bioclimatic buildings. A computer algorithm for open and closed circuits", Proc. Of the Int. PLEA 84, Mexico 1984.
59. G. CAMMARATA, et alii: "Un codice di calcolo multi-room a parametri distribuiti - DPM", Atti Congresso ATI 1987.
60. G. CAMMARATA et alii: "La Teoria della Sensitività per l'Analisi Energetica degli Edifici", 46° Congresso Nazionale ATI, Cosenza, 12-15 Settembre, 1991.G. CAMMARATA, et alii: "Riduzione del modello matematico delle traiettorie di stato: fondamenti teorici". 47° Convegno ATI, Parma Settembre 1992.
61. G. CAMMARATA, et alii: "Analisi Exergetica dei Processi dell'Aria Umida", 47° Congresso Nazionale ATI, Parma, 16-18 Settembre, 1992.
62. G. CAMMARATA, et alii, "Analisi Exergetica dei Processi dell'Aria Umida", 47° Congresso Nazionale ATI, Parma, 16-18 Settembre, 1992.
63. G. CAMMARATA, et alii: " Valutazione spazio-temporale del discomfort in ambienti termicamente non uniformi". Condizionamento dell'aria, Maggio 1992.
64. G. CAMMARATA: Previsione e controllo microclimatico ambientale nei musei, Assessorato Regionale Siciliano Beni Culturali ed Ambientali, 1992.
65. G. CAMMARATA, L. MARLETTA et alii: "Valutazione Spazio-Temporale del Discomfort in Ambienti Termicamente Non Uniformi", Condizionamento dell'Aria Riscaldamento e Refrigerazione, CDA, n° 5 Maggio 1992, pag. 743-751.
66. G. CAMMARATA et alii, "Riduzione dei Modelli Matematici per l'Analisi Energetica degli Edifici, Fondamenti Teorici", 47° Congresso Nazionale ATI, Parma, 16-18 Settembre, 1992.
67. G. CAMMARATA et alii, "Riduzione dei Modelli Matematici per l'Analisi Energetica degli Edifici, Un Codice di Calcolo", 47° Congresso Nazionale ATI, Parma, 16-18 Settembre, 1992.
68. G. CACCIOLA et alii, "Advances on Innovative Heat Exchangers in Adsorption Heat Pumps", International Conference on Solid Sorption Refrigeration, Parigi, Francia, 18-19 Novembre 1992.
69. G. CAMMARATA et alii: "Thermodynamic Effects of the Thermal Conductivity Dependence upon Temperature in two-dimensional Heat Conduction" High Temperatures-High Pressures, vol. 25, pagg. 599-606, 1993
70. G. CAMMARATA, et alii: "Comfort Termico negli Ambienti Termicamente Severi", 48° Congresso Nazionale ATI, Taormina, 28 Settembre 1 Ottobre, 1993.
71. G. CAMMARATA et alii: "Comfort termico e progettazione", Atti Congresso ATI , Taormina 1993.
72. G. CAMMARATA et alii: "Sensitivity Analysis for Room Thermal Response", International Journal of Energy Research, Wiley & Sons, Vol. 17, pp. 709-718, 1993.
73. G. CAMMARATA: Rapporto finale su: Controllo fisico-tecnico degli ambienti di lavoro: Innovazione tecnologica, MURST – 40% Anno 1993.
74. CAMMARATA, et alii: "Tecniche di riduzione dei modelli matematici per l'identificazione parametrica degli edifici". Energia ed ambiente verso il 2000. Conferenza internazionale, Capri (Italia), Giugno 1993.
75. G. CAMMARATA et alii: "Riduzione di un Modello Matematico per la Previsione del Carico Termico degli Edifici", 48° Congresso Nazionale ATI, Taormina, 28 Settembre 1 Ottobre, 1993.
76. G. CAMMARATA, et alii: "Dynamic Modeling of Thermal Comfort", Clima 2000 Conference, Londra, Gran Bretagna, 1-3 Novembre, 1993.
77. G. CAMMARATA et alii "Thermodynamic Effects of the Thermal Conductivity Dependence upon Temperature in Two-Dimensional Heat Conduction" High Temperatures-High Pressures, vol. 25, pag. 599-606, 1993
78. G. CAMMARATA, , "Comfort Termico negli Ambienti Termicamente Severi", Termotecnica, pp. 63-66, Giugno 1995 Ed. Bias
79. G. CAMMARATA, "Analisi di Sensitività e Rendimenti Exergetici dei Cicli Termici per il Condizionamento", 48° Congresso Nazionale ATI, Taormina, 28 Settembre 1 Ottobre, 1993.

80. G. CAMMARATA et alii: "Assessment of Thermal Discomfort in Non-Uniformly Heated Enclosures , Two Indexes in the Time-Space Domain" International Journal of Energy Research, Wiley & Sons, vol. 18, pp 701-710, 1994.
81. G. CAMMARATA et alii: "Exergetic Analisys of Basic Processes in Air Conditioning Systems", International Conference on HVAC in Cold Climate, HVAC '94, Rovaniemi, Finland, 15-18 Marzo, 1994.
82. G. CAMMARATA et alii: "Thermal Load of Buildings, General Models, Reduced Models", Healthy Buildings '94, Budapest, Ungheria, 22-25 Agosto, 1994.
83. G. CAMMARATA et alii: "Riduzione di un Modello Matematico per la Simulazione del Carico Termico di un Edificio Multi-Room", 49° ATI, Perugia, 26-30 Settembre, 1994.
84. G. CAMMARATA et alii: "Una Nuova Metodologia per l'Analisi del Transitorio negli Edifici Multi-Room", 49° ATI, Perugia, 26-30 Settembre, 1994.
85. G. CAMMARATA et alii: "Riduzione di un modello matematico per la previsione del carico termico degli edifici", Atti Congresso Nazionale ATI - Perugia 1994.
86. G. CAMMARATA et alii: "Thermal Load of buildings: general models and reduced models", Healthy Buildings 94' Conference Budapest, 22-25 Agosto 1994
87. G. CAMMARATA: Rapporto finale su: Controllo fisico-tecnico degli ambienti di lavoro: Innovazione tecnologica, MURST – 40% Anno 1994.
88. G. CAMMARATA et alii, "Dynamic Modeling of Thermal Comfort", Clima 2000 Conference, Londra, Gran Bretagna, 1-3 Novembre, 1993.
89. G. CAMMARATA et alii, "Assessment of Thermal Discomfort in Non-Uniformly Heated Enclosures , Two Indexes in the Time-Space Domain" International Journal of Energy Research, Wiley & Sons, vol. 18, pp 701-710, 1994.
90. G. CAMMARATA et alii, "Exergetic Analisys of Basic Processes in Air Conditioning Systems", International Conference on Hvac in Cold Climate, HVAC '94, Rovaniemi, Finland, 15-18 Marzo, 1994.
91. G. CAMMARATA et alii, "Fuzzy Logic Versus Neural Network in an Identification Problem Identification", International Conference on Artificial Neural Network, ICANN '94, Sorrento, 24-26 Maggio, 1994 .
92. G. CAMMARATA et alii, "Comfort Termico negli Ambienti Termicamente Severi", Termotecnica, pp. 63-66, Giugno 1995
93. G. CAMMARATA et alii: "Advances in Model Order Reduction for Building Energetic: the Concept of Equivalent Room", Workshop on Energy, Udine, 25 Maggio, 1995.
94. G. CAMMARATA et alii: "Thermal Comfort with High Intensity Radiant Sources in the Time-Spaces Domain ", HEALTHY BUILDINGS-95, Milan, 11-14 September, 1995.
95. G. CAMMARATA et alii , "Legge 10/91 e Risultanze Sperimentali una Prima Analisi ", ATI50, Saint-Vincent, 10-15 Settembre, 1995.
96. G. CAMMARATA et alii, "Exergonomic optimization of an air-conditioning system", Transaction of ASME, Vol. 119, March 1997.
97. G. CAMMARATA et alii "Confronto tra tecniche di ottimizzazione termotecnica. Applicazione al caso di un impianto di condizionamento", Congresso Nazionale ATI, Cernobbio 1977
98. G. CAMMARATA et alii "Ottimizzazione di un impianto di liquifazione mediante algoritmi genetici", Atti Convegno Nazionale ATI, Cernobbio 1977
99. G. CAMMARATA et alii "Exergonomic Optisation of an Air Conditioning system", ASME Journal of Energy Resources Technology, June 1997
100. G. CAMMARATA et alii, "Introduzione allo Studio di un Circuito a Circolazione Naturale: Analisi in Regime Stazionario e Simulazione Numerica", Quaderni dell'Istituto di Fisica Tecnica, Giugno 1996
101. G. CAMMARATA et alii, "Modello Misto di un Circuito Chiuso a circolazione Naturale", 51° Congresso Nazionale ATI, Udine 16-20 Settembre 1996.

102. G. CAMMARATA et alii, "First and Second Law Analysis of an IGCC Tar Gasification", International Conference on Energy and Enviroment Toward the Year 2000, Capri, 6-8 Giugno, 1996
103. G. CAMMARATA et alii " A combined Model for Closed Loop Thermosyphon" ICHMT-97, International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer, Cesme, Turchia, 26-30 Maggio 1997.
104. L. CAMMARATA et alii "Confronto tra Tecniche di Ottimizzazione Termoeconomica. Applicazione al Caso di un Impianto di Condizionamento", 52° Congresso Nazionale ATI, Cernobbio (Como), 22-26 Settembre 1997.
105. G. CAMMARATA et alii, "Nuovi Approcci per L'Inquinamento Acustico da Traffico Veicolare ", Conferenza Internazionale sul rumore Ambientale, Roma, 18-19 Giugno 1997.
106. G. CAMMARATA et alii "Using Genetic Algorithms and the Exergonomic Approach to Optimize District Heating Network" ASME Journal of Energy Research and Technology, vol. 120, pp.241-246, 1998
107. G. CAMMARATA et alii "Tecniche Fuzzy per il Controllo del Microclima degli Edifici ", 39° Convegno AICARR, Milano, 27-28 Marzo 1998
108. G. CAMMARATA et alii, "Artificial intelligence for efficient energy use in urban areas", Int. Conference REBUILD, Firenze 1998.
109. G. CAMMARATA et alii "Fuzzy Logic Controllers For Energy Savings in buildings ", REBUILD'98, Firenze, 1-3 Aprile 1998.
110. G. CAMMARATA et alii "Bifurcation in a Natural circulation Loop " Nolta'98, Ginevra, Svizzera, 14-17 Settembre 1998.
111. G. CAMMARATA et alii "Control of Indoor Temperature in Buildings Based on Neural Network ", EPIC'98, Lyon (Francia), Novembre 1998.
112. G. CAMMARATA et alii: "Tecniche fuzzy per il controllo del microclima degli edifici", Convegno Annuale AICARR 1998, Milano.
113. G. CAMMARATA et alii "Fuzzy logic and Neural network controllers for buildings", Lyon, Nov. 1998.
114. G. CAMMARATA et alii "Primo rapporto annuale Unità Operativa Catania - Genova sulla termofluodinamica dei circuiti a circolazione naturale", Bologna, nov. 1998
115. G. CAMMARATA et alii:"Banche dati e strumenti informatici per il controllo del rumore nei cantieri edili", AIA-99, Genova
116. G. CAMMARATA et alii: "Convezione naturale in canali verticali con ostruzioni simulazione numerica", ATI 99, Genova
117. G. CAMMARATA et alii:"Gli usi dell'Energia nel Territorio verso la certificazione energetica ed ambientale degli edifici", Ati-99, Genova
118. G. CAMMARATA et alii:"Certificazione e marchi di qualità ecologica dei materiali edili", ATI-99
119. G. CAMMARATA et alii "Rapporto finale Unità Operativa Catania-Genova sulla termofluodinamica dei circuiti a circolazione naturale", Milano, marzo. 1999
120. G. CAMMARATA et alii: "A procedure for the optimazation of air quality monitoring networks", IEEE Transactions on System and Cybernetics, Vol. 29, Feb. 1999.
121. G. CAMMARATA et alii et alii "Analisi Termoeconomica di un Impianto Solare ", 53° Congresso Nazionale ATI, Firenze, 15-18 Settembre 1998.
122. G. CAMMARATA, et alii et alii: "Control of Indoor Temperature in Buildings Based on Neural Network ", EPIC'98, Lyon (Francia), Novembre 1998.
123. G. CAMMARATA, et alii "A New Modelling Methodology of Natural Circulation Loop for Stability Analysis" EUROTHERM 63, Genova, 6-8 September, 1999
124. G. CAMMARATA, et alii "Complex Dynamics in Closed-Loop Thermosyphon" EUROTHERM 63, Genova, 6-8 September, 1999
125. G. CAMMARATA et alii, " Numerical analysis of a symmetrically heated vertical channel with obstruction", Eurotherm 63, Genova, 6-8 September, 1999

126. G. CAMMARATA et alii:"Confronto del comportamento dinamico di circuiti a circolazione naturale", UIT-2000, Cernobbio (Co)
127. G. CAMMARATA et alii: "Confronto tra tecnologie per la produzione del calore in relazione al costo energetico dei materiali. Proposta di una metodologia e prime valutazioni", ATI-2000, Matera
128. G. CAMMARATA et alii: "Analisi numerica della convezione naturale in un canale verticale con una sorgente termica", ATI-2000, Matera
129. CAMMARATA et alii, A., "Linear and Nonlinear Analyses of Unstable Combustion", 39th AIAA Aerospace Science Meeting and Exhibition, Reno, 2001.
130. G. CAMMARATA et alii "Analisi Lineare e Non-lineare del Campo Acustico in una Camera di Combustione", XXVIII congresso AIA, Trani (BA), 10-13 Giugno, 2000
131. FICHERA et alii., "Comparison of the Dynamical Behaviour of Rectangular Natural Circulation Loops", Submitted to the Process Mechanical Engineering Journal.
132. CAMMARATA, et alii., "Non-linear Analysis of a Rectangular Natural Circulation Loop", Submitted to the International Communications in Heat and Mass Transfer.
133. CAMMARATA et alii, A., "Linear and Non-linear Analyses of Unstable Combustion", Submitted to the AIAA Journal of Propulsion and Power.
134. CAMMARATA et alii., "Clustering of Chaotic Dynamics of a Lean Premixed Gas Turbine Combustor", Submitted to the IEEE Journal on System Man and Cybernetic
135. G. CAMMARATA et alii: "Optimization of a Liquefaction Plant Using Genetic Algorithms" Applied Energy, pp. 19-29, vol. 68(1), 2000.
136. G. CAMMARATA et alii: "Numerical analysis of a symmetrically heated vertical channel with obstruction", Heat and Mass Transfer, Volume 36, 6 (2000), pp 481-486.
137. G. CAMMARATA et alii: Stabilità dei circuiti a circolazione naturale, UIT – Como, 2000
138. G. CAMMARATA et alii: Numerical analysis of a symmetrically heated vertical channel with obstruction, Heat and Mass Transfer, Ed. Springer Verlag, 2000
139. G. CAMMARATA et alii: Linear and Non Linear analyses of unstable combustion, 39 th Aerospace Science Meeting and Exhibition, 2000
140. G. CAMMARATA et alii: Optimization of a liquefaction plant using genetic algorithms, Applied Energy, 2001, Ed. Elsevier
141. G. CAMMARATA et alii: "Experimental Dynamics of a Natural Circulation Loop", 5th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Dynamics and Thermodynamics Conference (ExHFT5), 24-28 September 2001 Thessalonica, Grecia.
142. G. CAMMARATA et alii: "Strategie di Controllo di Circuiti a Circolazione Naturale" UIT 2001, 25-27 Giugno 2001, Modena.
143. G. CAMMARATA et alii: "Un Modello Differenziale per la Descrizione Dinamica dei Circuiti a Circolazione Naturale" ATI 2001, 10-14 Settembre 2001, Napoli.
144. G. CAMMARATA et alii: "Convezione Naturale in Canali Verticali in Serie e con Ostruzioni" ATI 2001, 10-14 Settembre 2001, Napoli.
145. G. CAMMARATA et alii: "Experimental Nonlinear Analisys of the Acoustic Field in a Combustion Chamber", 17th ICA, 2-7 Settembre 2001, Roma
146. G. CAMMARATA et alii: "Modelling Combustion Instability with a Neural Network", 6th International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment", 9-12 Luglio 2001, Porto, Portogallo
147. G. CAMMARATA et Alii: "A neural model for natural convection control", Proceedings of the 9 th IEEE Mediterranean Control Conference, 2001
148. G. CAMMARATA et alii: "Diffuse reflection coefficient in italian teathers", JASA Communication, 2001
149. G. CAMMARATA et alii: "Optimization of a liquefaction plant using genetic algorithms", Applied Energy, 2001, Ed. Elsevier
150. G. CAMMARATA et alii: "Nonlinear Analysis of a Rectangular Natural Circulation Loop", International Communications in Heat and Mass Transfer, 2001

151. G. CAMMARATA et alii: "Preliminary control strategy for a natural circulation loop", UIT 2001
152. G. CAMMARATA et Alii: "Acoustical prediction in some Italian theaters," ARLO 2, 2001
153. G. CAMMARATA et alii: "Mappa di stabilità di circuiti a circolazione naturale rettangolari" ATI Pisa 2002
154. G. CAMMARATA et alii: "The objective acoustic parameters of the "F. Cilea" theatre of Reggio Calabria", ISMA 2002, Fondazione CINI VE
155. G. CAMMARATA et alii: "Analisi di biforcazione della dinamica di un circuito a circolazione naturale al variare della gravità", ATI Pisa 2002
156. G. CAMMARATA et alii: "Identificazione neurale del rilascio termico in un processo di combustione instabile", ATI Pisa 2002
157. G. CAMMARATA et alii: "Predizione neurale del campo acustico di combustione", AIA 2002
158. G. CAMMARATA et alii: "Experimental validation of a model-based controller for a rectangular natural circulation loop", Halkidiki, Greece, April 22-24, 2002
159. G. CAMMARATA et alii: Stability maps for rectangular circulation loops, ATI Napoli 2002
160. G. CAMMARATA et alii: " Neural prediction of combustion instabilities", Applied Energy, 2002
161. G. CAMMARATA: " Termovalorizzazione dei rifiuti solidi, RS Milano, 2002
162. G. CAMMARATA et alii "Applicazione della tecnica di controllo statistico di processo per la diagnostica delle instabilità termoacustiche di combustione", ATI Padova 2003
163. G. CAMMARATA et alii: "Ecotoxicological risk assessment of mercury-contaminated industrial discharge", CONISMA 2004
164. G. CAMMARATA et alii: "Analisi delle Proprietà di un Modello per Circuiti a Circolazione Naturale Rettangolare, 59° Congresso Associazione Termotecnica Italiana (ATI 2004), Genova, 15-17 Settembre 2004"
165. G. CAMMARATA et Alii: "Transizioni di stabilità dei deflussi di convezione naturale in cavità anulari orizzontali differentemente riscaldate", UIT Parma 20 giugno 2005
166. G. CAMMARATA: "Energia nel momento attuale", Accademia Gioenia, Catania 21 giugno 2005
167. G. CAMMARATA: "Progetto di disinquinamento acustico in una zona pilota di Catania", AIA Ragusa, 2 luglio 2005
168. G. CAMMARATA et Alii: "Stabilità lineare tridimensionale di deflussi di convezione naturale in cavità anulari orizzontali differentemente riscaldate", ATI Roma , Settembre 2005.
169. G. CAMMARATA et Alii: "Analisi termofluidodinamica di un reattore flameless da 50 MW", UIT 2006, Napoli.
170. G. CAMMARATA et Alii: "Three dimensional numerical simulation of a low NOx industrial incinerator", SET 2006, Vicenza
171. G. CAMMARATA et Alii: "Analisi impiantistica in fuzzy logic: esempio di FMEA per una centrale frigorifera", La termotecnica 2006
172. G. CAMMARATA et Alii: "A flameless reactor: a multiphysic analysis", Maribor, Slovenia 2006
173. G. CAMMARATA et Alii: "BTX thermal analysis", Maribord, Slovenia 2006
174. G. CAMMARATA et Alii: " Three - dimensional simulation of electronic memory modules cooling in natural convective conditions", 5° Int. Conference HEFAT 2007
175. G. CAMMARATA et Alii: "Convezione naturale in cavità orizzontali semiconfinate dotate di sorgenti termiche multiple", XXV Congresso UIT, Trieste 2007
176. G. CAMMARATA et Alii: "Simulazione termofluidodinamica bidimensionale di circuiti a convezione naturale", XXV Congrezzo UIT, Trieste 2007
177. G. CAMMARATA et Alii: "Thermal dissipation of DIMM in tower - BTX configuration", Multiphysics Review, 2007
178. G. CAMMARATA et Alii: "Radiating effect of participating media in a flameless industrial reactor", Multiphysics review, 2007
179. G. CAMMARATA et Alii: "Dinamica spazio - temporale ed instabilità termoconvettive in circuiti gravimetrici bidimensionali a circolazione naturale", Congresso ATI, Salerno 2007

INDICE GENERALE

ELENCO DELLE FIGURE

ELENCO DELLE TABELLE